

**Konstruktive Untersuchung für Antriebsalternativen eines elektrisch  
betriebenen Schwenkschnittes in einer elektrisch angetriebenen  
Schneidpresse**

# Diplomarbeit

**Hochschule Mittweida (FH) – University of Applied Sciences**

Fachbereich Maschinenbau Feinwerktechnik

eingereicht von André Meinel  
geb. am 13. Mai 1982

Betreuer: Prof. Reglich  
Dipl.-Ing. J. Hauser  
Dipl.-Ing. (FH) M. Krokowski

Mittweida, den 30. September 2009



Meinl, André:

Konstruktive Untersuchung für Antriebsalternativen eines elektrisch betriebenen Schwenkschnittes in einer elektrisch angetriebenen Schneidpresse, Mittweida, Hochschule Mittweida (FH),  
Fachbereich Maschinenbau Feinwerktechnik, Diplomarbeit, 2009

## **Referat:**

Ziel der Diplomarbeit ist es, eine Antriebsalternative eines elektrisch betriebenen Schwenkschnittes in einer elektrisch angetriebenen Schneidpresse konstruktiv zu untersuchen. Um zunächst einen Einblick in die Blechverarbeitung zuschaffen und zu zeigen wo ein Schwenkschnitt zum Einsatz kommt, wird im Vorfeld der Aufbau einer Schneidanlage beschrieben. Teil dieses Hauptkapitels ist die Beschreibung des Aufbaus, sowie die Funktionsweise eines Schwenkschnittes der Firma H&T ProduktionsTechnologie in zwei Unterkapitel. Im Anschluß erfolgt in ausführlicher Form die Analyse des bisherigen Antriebes der Schwenkschnittgeneration II, dessen Dreieck- und Trapezbetrieb rechnerisch untersucht wird. Anschließend werden geeignete elektrische Alternativantriebe (Getriebe-Motor-Kombinationen) anhand eines Varianten-Vergleichs untersucht, die den bisherigen Anforderungen entsprechen, um zu sehen ob sie diese erfüllen. Im weiteren Verlauf geht es ausschließlich um die Optimierung und Auslegung der optimalen Lösungsvariante, welche durch den Varianten-Vergleich hervorgeht. Dabei werden Antriebsmomente und Hubzahlen ermittelt. Im Anschluß geht es um den Einsatz der Servotechnologie in Schneidpressen, sowie der Vergleich einer Servospindelpresse gegen konventionellen Pressmaschinen. Zum Schluß erfolgt der konstruktive Entwurf des Antriebsystems mit der optimierten Lösungsvariante.

# **Selbstständigkeitserklärung**

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Chrimmitschau, den 30.09.09

---

André Meinl



**H&T ProduktionsTechnologie**

H&T ProduktionsTechnologie GmbH · Gewerbering 26 b · 08451 Crimmitschau

Herrn  
André Meinl  
Lindenstraße 11  
01768 Glashütte

Gewerbering 26 b  
08451 Crimmitschau  
Germany  
Phone: +49 (0) 3762-707-100  
Fax: +49 (0) 3762-707-101  
info@ht-pt.com  
www.ht-pt.com

Ihre Zeichen

Ihre Nachricht vom

Unsere Zeichen

Unsere Nachricht vom  
20.03.2009

Telefon-DW

### **Aufgabenstellung Diplomarbeit**

Sehr geehrter Herr Meinl.

Hiermit übergeben wir Ihnen unsere Aufgabenstellung für Ihre Diplomarbeit:

*Konstruktive Untersuchung für Antriebsalternativen eines elektrisch betriebenen  
Schwenkschnittes in einer elektrisch angetriebenen Schneidpresse*

1. Analyse des bisherigen Antriebes
2. Untersuchung und Auslegung von geeigneten elektrischen Antrieben
3. Berechnung der notwendigen Antriebsmomente unter Berücksichtigung der Reibung des gesamten Systems
4. Festlegung der zu erzielenden Hubzahlen bei höheren bewegten Massen und Massenträgheitsmoment für die Schwenkbewegung
5. Konstruktiver Entwurf des Antriebssystems mit dem ausgewählten Antrieb

Wir wünschen Ihnen für die Bearbeitung der Aufgabe viel Erfolg.

Freundliche Grüße

H&T ProduktionsTechnologie GmbH

  
ppa. Gruner

H&T ProduktionsTechnologie GmbH  
Amtsgericht Chemnitz HRB 1423

Geschäftsführer:  
Mathias Schwarzendahl  
John Benaglio

Bankverbindungen:  
Dresdner Bank Chemnitz  
Bankleitzahl 870 800 00  
Konto-Nr. 05 834 466 00

Commerzbank Zwickau  
Bankleitzahl 870 400 00  
Konto-Nr. 25 598 88

UST.-IdNr./VAT Ident.No.  
DE 141381611

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>I</b>
<b>Kurzzeichenverzeichnis .....</b>	<b>III</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>VII</b>
<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>IX</b>
<b>1 Stand der Technik.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Zielsetzung.....</b>	<b>4</b>
<b>3 Schneidanlage für die Platinenherstellung .....</b>	<b>5</b>
3.1 Aufbau einer Schneidlinie .....	5
3.2 Der Schwenkschnitt .....	10
3.2.1 Aufbau des Schwenkschnittes.....	11
3.2.2 Funktionsweise des Schwenkschnittes .....	13
<b>4 Analyse des bisherigen Antriebes – Schwenkschnittgeneration II.....</b>	<b>15</b>
4.1 Zusammenhang zwischen Masse, Achsabstand und Trägheitsmoment. ....	15
4.2 Bewegungsabläufe.....	19
4.3 Untersuchung der Bewegungsabläufe .....	21
4.3.1 Schwenkwinkelbereich .....	21
4.3.2 Bestimmung der Schwenkzeit .....	23
4.3.3 Dreieckbetrieb .....	27
4.3.4 Trapezbetrieb .....	31
4.3.5 Tribologie Antrieb Schwenkschnitt.....	36
4.3.6 Berechnung der Antriebsmomente .....	47
<b>5 Varianten-Vergleich geeigneter elektrischer Antriebe .....</b>	<b>49</b>
5.1 Recherche und Auswahl geeigneter elektrischer Antriebe.....	49
5.2 Aufbau und Funktionsweise der Antriebe.....	50
5.2.1 Rotatorischer Direktantrieb - Torquemotor .....	50
5.2.1.1 Allgemeines zu Torquemotoren .....	50
5.2.1.2 Aufbau des Schwenkantriebes der Schwenkschnittgeneration II .....	52

5.2.2 Servoantriebe mit Getriebe.....	54
5.2.2.1 Planetengetriebe mit Riementrieb.....	54
5.2.2.2 Kegelrad-Planetengetriebe .....	57
5.2.2.3 Harmonic Drive Getriebe.....	60
5.2.2.4 Zykloidgetriebe.....	62
5.3 Varianten-Vergleich .....	64
<b>6 Optimierung der Variante 1 - Gekoppelte Motoren .....</b>	<b>72</b>
6.1 Technische Regeln und Anordnungen gekoppelter Motoren .....	72
6.2 Berechnung der Janus-Anordnung mit Torquemotoren .....	74
<b>7 Schneidpressen.....</b>	<b>81</b>
7.1 Standardtechnologie von Schneidpressen.....	81
7.2 Innovativtechnologie – Servospindelpresse .....	84
7.3 Vergleich der Konventionellen Pressenprinzipien mit der Servospindelpresse.....	86
<b>8 Konstruktiver Entwurf der optimierten Lösungsvariante .....</b>	<b>89</b>
<b>9 Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>92</b>
 <b>10 Literaturverzeichnis.....</b>	 <b>95</b>
<b>11 Anhang .....</b>	<b>100</b>

# Kurzzeichenverzeichnis

## Abkürzungen

3D CAD-Modell	Dreidimensionales Computer Aided Design Modell
Abb.	Abbildung
AG	Aktiengesellschaft
BJ	Baujahr
bzw.	beziehungsweise
CNC	Computerized Numerical Control
ca.	circa
d. h.	das heißt
EMK	elektromotorische Kraft
etc.	(lat. et cetera) und so weiter
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
GS	Geradschnitt
H&T	Heitkamp & Thumann
LKWs	Lastkraftwagen
lat.	lateinisch
li.	links
max.	maximal
OT	oberer Totpunkt
rs.	rechts
SSG	Schwenkschnittgeneration
TB	Tabelle
URL	Uniform Resource Locator
UT	unterer Totpunkt
vgl	vergleiche
WZ	Werkzeug
z. B.	zum Beispiel



## Formelzeichen

$A$	$[mm^2]$	Fläche
$C_1; C_2$	$[1]$	Konstanten
$D$	$[mm]$	Außendurchmesser (der Reibfläche)
$d$	$[mm]$	Innendurchmesser (der Reibfläche)
$F_G$	$[N]$	Gewichtskraft
$F_N$	$[N]$	Normalkraft
$F_{Br}$	$[N]$	Bremskraft
$F_{Reib}$	$[N]$	Reibkraft
$f$	$[Hz]$	Netzfrequenz
$f_H$	$[1]$	Verhältnissfaktor Hubzahl
$g$	$[m/s^2]$	Fallbeschleunigung
$i_G$	$[1]$	Getriebeübersetzung (Planetengetriebe)
$i_R$	$[1]$	Übersetzung Riementrieb
$i_{ges}$	$[1]$	Gesamtübersetzung
$J_L$	$[kgm^2]$	Massenträgheitsmoment des Läufers vom Motor
$J_{Getriebe}$	$[kgm^2]$	Massenträgheitsmoment des Getriebes
$J; J_i; J_{ges}$	$[kgm^2]$	Massenträgheitsmoment aller bewegten Bauteile
$K_{R1}$	$[\%]$	Korrekturwert für Reserve Antriebsmotor
$K_{R2}$	$[\%]$	Korrekturwert für Reserve (z.B. Lagerreibung, etc.)
$M_A$	$[Nm]$	Antriebsmoment
$M_i$	$[Nm]$	Erzeugtes Drehmoment
$M_M$	$[Nm]$	Motormoment
$M_{Motor}^{max}$	$[Nm]$	Maximales Motormoment
$M_{max}; M_{Antrieb}^{max}$	$[Nm]$	Maximalmoment des Antriebes

$M_{\text{Reib}_1}$	$[Nm]$	Reibmoment bei trockenen Reibflächen
$M_{\text{Reib}_2}$	$[Nm]$	Reibmoment bei geschmierten Reibflächen
$m_{\text{ges}}$	$[kg]$	Masse aller bewegten Bauteile
$m_i$	$[kg]$	Masse des zu bewegendes Bauteils
$n_M$	$[1/s]$	Motordrehzahl
$n; n_1$	$[1/s]$	Drehzahl
$n_{\text{max}}$	$[1/s]$	maximale Drehzahl
$n_H; n_{PH}$	$[Hub/min]$	Pressenhubzahl (fester Zahlenwert)
$n_{H_i}$	$[Hub/min]$	Pressenhubzahl 2 (veränderlicher Zahlenwert)
$P_M$	$[W]$	Motorleistung
$p$	$[1]$	Polpaarzahl
$r_i$	$[mm]$	Abstand der Masse von der Drehachse
$r_m$	$[mm]$	Mittlerer Radius der Reibfläche
$t_0$	$[s]$	Anfangszeit
$t_1$	$[s]$	Beschleunigungszeit
$t_P$	$[s]$	Positionierzeit
$t_{\text{Schwenk}}$	$[s]$	Schwenkzeit Schwenkschnitt
$z$	$[1]$	Zähnezahl
$\alpha_0$	$[rad/s^2]$	Ausgangswinkelbeschleunigung
$\alpha_1; \alpha(t)$	$[rad/s^2]$	Winkelbeschleunigung
$\mu_{\text{geschmiert}}$	$[1]$	Reibungszahl bei geschmierten Reibflächen
$\mu_{\text{trocken}}$	$[1]$	Reibungszahl bei trockenen Reibflächen
$\eta_G$	$[1]$	Getriebewirkungsgrad (Planetengetriebe)
$\eta_R$	$[1]$	Wirkungsgrad Riementrieb
$\eta_{\text{ges}}$	$[1]$	Gesamtwirkungsgrad
$\varphi; \varphi(t)$	$[^\circ, rad]$	Schwenkwinkel
$\varphi_0$	$[^\circ, rad]$	Ausgangswinkel

$\varphi_1$	$[^{\circ}, rad]$	Halber Schwenkwinkel
$\dot{\varphi}$	$[rad / s]$	Winkelgeschwindigkeit
$\psi$	$[^{\circ}, rad]$	Pressenfreiwinkel
$\omega_0$	$[rad / s]$	Ausgangswinkelgeschwindigkeit
$\omega; \omega(t)$	$[rad / s]$	Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\omega}$	$[rad / s^2]$	Winkelbeschleunigung
$\sum_i$		Summe aller ...

# Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Anpassung der Platinengeometrie an die Fertigteile .....	1
Abb. 2: Hochhub-Schwenkschere mit Eigenantrieb [1], [2].....	2
Abb. 3: Schwenkschere mit hydraulischer Presse [3].....	2
Abb. 4: Kombinierte Längs- und Querteilanlage für Stahl-Service-Center (Seitenansicht) [5].....	5
Abb. 5: Kombinierte Längs- und Querteilanlage für Stahl-Service-Center (Draufsicht) [5] .....	6
Abb. 6: Einführkeil (links) und Schmutz-Sauber-Walzen (rechts) [6] .....	7
Abb. 7: Grundbauform und -prinzip einer Band-Richtmaschine [7], [8].....	8
Abb. 8: Ebenheitsdefekte bei Schmalband- und Breitband-Coile [9] .....	9
Abb. 9: Platinenform [10] .....	10
Abb. 10: Schwenkschnitt der Firma H&T Abb. A (SSG II) .....	11
Abb. 11: Halbschnitt des Schwenkschnittes (SSG II) .....	12
Abb. 12: Bandführung Schwenkschnitt.....	13
Abb. 13: Querschnitt Schneidwerkzeug (SSG II).....	14
Abb. 14: Normalparabel mit $ a  < 1$ [11] .....	15
Abb. 15: Normalparabel mit $ a  > 1$ [12] .....	15
Abb. 16: Darstellung der WZ-Generationen des Schwenkschnittes von H&T ..	16
Abb. 17: minimale Beschleunigung (li.); minimale Leistung (re.) .....	20
Abb. 18: Berechnung des Schwenkwinkels.....	21
Abb. 19: Weg-Zeit-Diagramm der Schneidpresse mit Arbeitsbereich Schwenkschnitt.....	23
Abb. 20: Winkeldiagramm Schwenkschnitt und Schneidpresse .....	23
Abb. 21: Querschnitt Schneidwerkzeug (SSG II).....	24
Abb. 22: Darstellung Obermesser und Detailansicht Schneidwerkzeug.....	25
Abb. 23: Stribeck-Kurve (schematisch) [14].....	36
Abb. 24: Grundplatte mit Gleitplatten.....	37
Abb. 25: Grundplatte in isometrischer Darstellung .....	38
Abb. 26: Darstellung der Kräfte für die Berechnung von $M_{\text{Reib}}$ .....	41
Abb. 27: Reibungszustände eines hydrodynamisch geschmierten Radialgleitlagers [16] .....	45

Abb. 28: Reibungsarten [17] .....	45
Abb. 29: Reibungsarten [18] .....	46
Abb. 30: Aufbau von Rotationsmotor und Linearmotor [19] .....	50
Abb. 31: Motorkomponenten der Baureihe 1FW6 von SIEMENS mit integrierter Kühlung [20] .....	51
Abb. 32: Schwenkantrieb mit Einbau-Torquemotor (bisherige Ausführung) .....	52
Abb. 33: Schwenkschnitt mit Riemenantrieb von H&T (SSG I) .....	55
Abb. 34: Aufbau eines einfachen Planetenradsatzes [22] .....	57
Abb. 35: Arbeitsweise eines einfachen Planetensatzes [25] .....	58
Abb. 36: 3D CAD-Modell eines einstufigen Kegelrad-Planetengetriebe vom Typ LPF der Baugröße 128 .....	59
Abb. 37: Units Baureihe HFUC-2UH, Harmonic Drive AG [27] .....	60
Abb. 38: Harmonic Drive Funktionsprinzip [28] .....	61
Abb. 39: Schnitt durch ein Zykloidgetriebe [30] .....	62
Abb. 40: Bewegungsablauf eines Zykloidgetriebes [33] .....	63
Abb. 41: Vergleich konventionelle Antriebstechnik und Direktantrieb [34] .....	70
Abb. 42: Tandem-Anordnung [38] .....	73
Abb. 43: Janus-Anordnung [40] .....	73
Abb. 44: graphische Darstellung der Werte aus obiger Tabelle .....	78
Abb. 45: Einteilung der Pressenarten [41] .....	81
Abb. 46: Prinzipdarstellung und Stößel-Weg-Zeitverlauf einer Hydraulikpresse [42] .....	82
Abb. 47: Prinzipdarstellung und Stößel-Weg-Zeitverlauf einer Kurbel bzw. Exzenterpresse [43] .....	82
Abb. 48: Prinzipdarstellung einer konventionellen (links) und modifizierten (rechts) Kniehebelpresse und deren prinzipieller Stößel-Weg- Zeitverlauf (links, unten) [45] .....	83
Abb. 49: Konzept einer Schneidpresse der Firma H&T ProduktionsTechnologie GmbH .....	84
Abb. 50: Aufbauprinzip der Multiservospindelpresse von H&T .....	85
Abb. 51: Planetenrollengewindespindel der Firma SKF .....	88
Abb. 52: Schnittdarstellung des konstruktiven Entwurfs der optimierten Antriebslösung .....	89

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Technische Daten einer Hochhub-Schwenkschere (Schuler) [4] .....	2
Tabelle 2: Technische Daten des Schwenkschnittes der Firma H&T (SSG II) ...	3
Tabelle 3: Bestandteile einer Schneidstraße .....	6
Tabelle 4: Komponenten des Schwenkschnittes (SSG II) .....	12
Tabelle 5: Massen und Trägheitsmomente der Schwenkschnitt-Generation I..	17
Tabelle 6: Massen und Trägheitsmomente der Schwenkschnitt-Generationen II und III .....	17
Tabelle 7: Gegenüberstellung der optimierten Bewegungsabläufe – Dreieck und Trapez .....	19
Tabelle 8: Massen und der Schwenkschnittgeneration II .....	41
Tabelle 9: Richtwerte für Haftreibungskoeffizient $\mu_0$ und Gleitreibungskoeffizient $\mu$ [15] .....	44
Tabelle 10: Trägheitsmomente der Schwenkschnittgeneration II .....	47
Tabelle 11: Berechnung der max. Nennmomente .....	48
Tabelle 12: Antriebe für Varianten-Vergleich .....	49
Tabelle 13: Polpaarzahl und Drehzahl von Synchronmotoren.....	50
Tabelle 14: Gegenüberstellung des max. Schwenkwinkelbereichs und der max. Pressenhubzahl der SSG I .....	54
Tabelle 15: Werteskala des Bewertungsfaktors P .....	64
Tabelle 16: Kenndaten für Auslegung der Getriebe-Motor-Kombinationen .....	65
Tabelle 17: Ergebnisse der Antriebsauslegung Variante V2 (Fa. H&T).....	66
Tabelle 18: Getriebekenndaten eines Kegelrad-Planetengetriebe – Variante V3 (Fa. Wilhelm Vogel GmbH).....	66
Tabelle 19: Ergebnisse der Antriebsauslegung Variante V4 (Fa. Harmonic Drive AG) .....	67
Tabelle 20: Ergebnisse der Antriebsauslegung Variante V5 (Fa. Nabtesco Precision Europe GmbH).....	67
Tabelle 21: Bewertung der Lösungsvarianten .....	68
Tabelle 22: Leistungsanschluss beim Parallelbetrieb zweier Torquemotoren [39] .....	73
Tabelle 23: Parameter für die Berechnung des Trägheitsmomentes.....	74

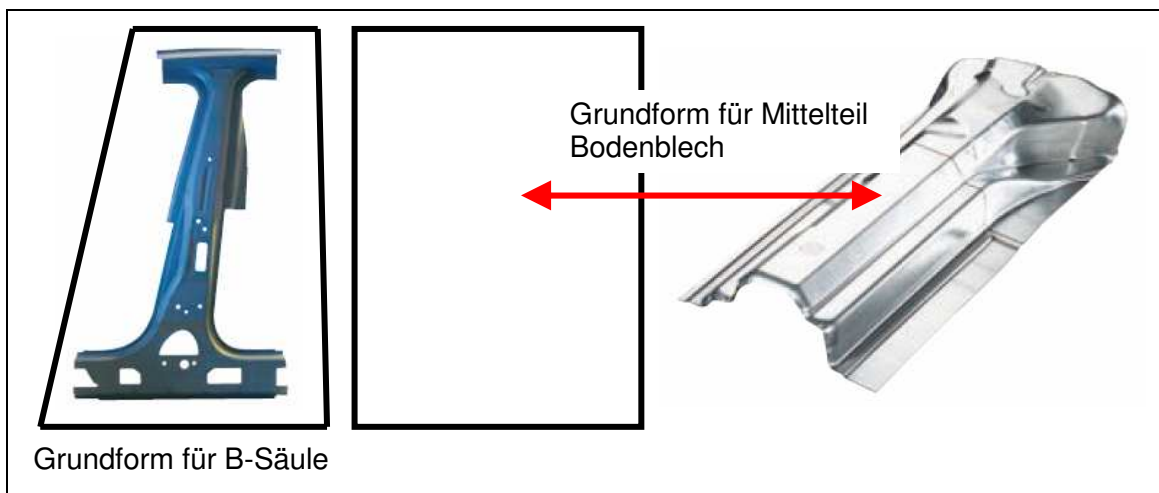
Tabelle 24: zusätzliche Parameter für die Hubzahlberechnung.....	76
Tabelle 25: Gegenüberstellung des max. Schwenkwinkelbereichs und der max. Pressenhubzahl der SSG III .....	78
Tabelle 26: Gegenüberstellung der Hubzahlen von B15 und B20 in der Janus- Anordnung .....	79
Tabelle 27: Gegenüberstellung Servospindelpresse und Hydraulische Presse	86
Tabelle 28: Gegenüberstellung Servospindelpresse und Kurbel- / Exzenterpresse .....	87

# 1 Stand der Technik

Schneidwerkzeuge sind Teil einer Blechbearbeitungsanlage (Schneidstraße) wie sie im Kapitel 3.1 näher erläutert wird. Führende Unternehmen, welche komplette Schneidstraßen, meist für die Automobilindustrie, sowie Schwenkschneidwerkzeuge herstellen, sind beispielsweise Firmen wie

- Schuler Automation GmbH und Co. KG
- Kohler Maschinenbau GmbH oder
- Sundwig GmbH (gehört zu der Andritz Metals Group)

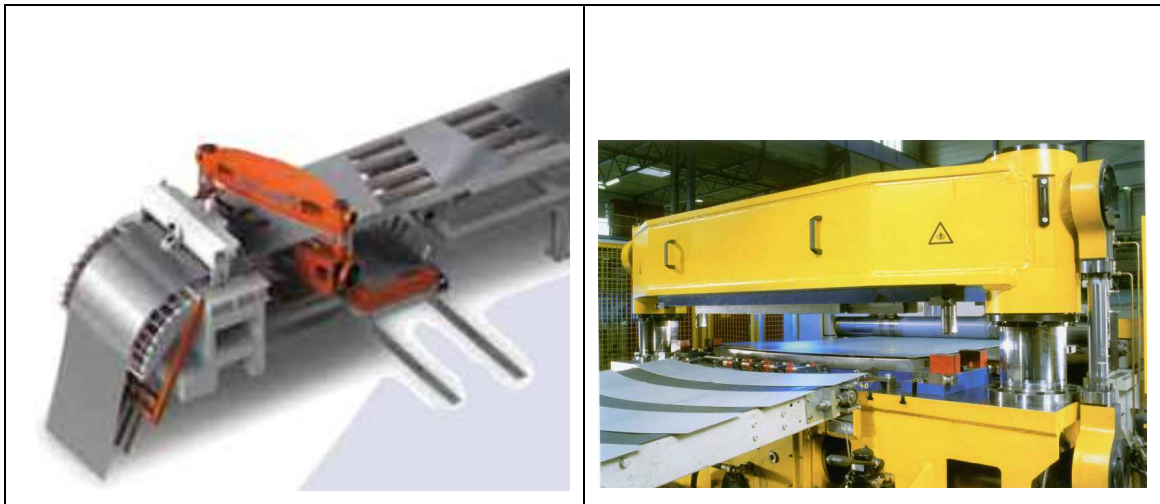
Vor allem die Automobilindustrie, welche ein sehr wichtiger Abnehmer solcher Bandanlagen ist, streben immer mehr die Produktionssteigerung ihrer Anlagen an, wobei die Herstellung der Platinen für die einzelnen Blechteile an erster Stelle stehen. Schwenkschnitte werden dann eingesetzt, wenn es darum geht Platinen ökonomisch aus einem Blechband für die Weiterverarbeitung zu schneiden. Um eine hohe Materialausnutzung zu erzielen, wird die Geometrie der Platine an das fertige Blechteil angepasst, wie folgende Abbildung zeigt.



**Abb. 1: Anpassung der Platinengeometrie an die Fertigteile**

In Abbildung 2 und 3 auf nachfolgender Seite sind Schwenkscheren, wie sie die Firma Schuler in ihrem Sortiment anbietet, abgebildet.





**Abb. 2: Hochhub-Schwenkschere mit Eigenantrieb [1], [2]**



**Abb. 3: Schwenkschere mit hydraulischer Presse [3]**

Die Hochhub-Schwenkschere, wie sie in Abbildung 2 dargestellt ist, ist Teil einer Längs- und Querteilanlage für Stahl-Service-Center und beinhaltet folgende technische Merkmale:

**Tabelle 1: Technische Daten einer Hochhub-Schwenkschere (Schuler) [4]**

<b>Platinenform:</b>	Rechtecke, Parallelogramme, Trapeze, Bogensegmente
<b>Schwenkwinkel:</b>	$\pm 30^\circ$ (bzw. $\pm 45^\circ$ )
<b>Winkeltoleranz: (Positioniergenauigkeit)</b>	$< 3'$

**Fortsetzung von Tabelle 1:**

<b>Hubzahl:</b>	max. 120 Hub/min bei einem Schwenkwinkel von $\pm 5^\circ$
<b>Bandbreite:</b>	max. 2300 mm
<b>Banddicke:</b>	max. 3,0 mm
<b>Zugfestigkeit:</b>	bis 800 N/mm <sup>2</sup>
<b>Bandmaterial:</b>	Aluminium und Stahl

Da bei den benannten Firmen der Schwenkschnitt Teil einer großen Bandanlage ist und diese meist auch als komplettes Paket angeboten werden, ist es um so notwendiger sich als Einzelanbieter auf dem Markt zu behaupten oder gar besser zu sein.

Die Ist-Stands-Analyse des Schwenkschnittes der Firma H&T ProduktionsTechnologie zeigt, dass dieser der Konkurrenz bei den technischen Werten nicht nachsteht.

**Tabelle 2: Technische Daten des Schwenkschnittes der Firma H&T (SSG II)**

<b>Platinenform:</b>	Rechtecke, Parallelogramme, Trapeze, Bogensegmente
<b>Schwenkwinkel:</b>	$\pm 30^\circ$ (bzw. $\pm 45^\circ$ )
<b>Winkeltoleranz: (Positioniergenauigkeit)</b>	$\pm 5'$
<b>Hubzahl:</b>	60 Hub/min bei einem Schwenkwinkel von $\pm 30^\circ$ 104 Hub/min bei einem Schwenkwinkel von $\pm 10^\circ$
<b>Bandbreite:</b>	max. 2000 mm
<b>Banddicke:</b>	0,5 bis 3,0 mm
<b>Zugfestigkeit:</b>	145 bis 1200 N/mm <sup>2</sup>
<b>Bandmaterial:</b>	Aluminium, Stahl und Hochfester Stahl

SSG = Schwenkschnittgeneration

Der Antrieb dieses Schwenkschnittes erfolgt über einen Torquemotor (Direktantrieb), welcher im Kapitel 5.2.1 näher erläutert wird.

## 2 Zielsetzung

Der bisher produzierte Schwenkschnitt, deren Schneidvorgang durch eine elektrische betriebene Kurbelpresse erzeugt wird, ist mit dem Schneidwerkzeug der II. Generation ausgerüstet und wird von einem Torquemotor der Baureihe 1FW6 von SIEMENS angetrieben. Bezüglich des aufzubringenden Maximaldrehmoment von  $M_{\max} = 8570 \text{ Nm}$  bei einer maximalen Drehzahl von 28 1/min, ist derzeit eine Hubzahl von 60 Hub/min bei einem Schwenkwinkel von  $\pm 30^\circ$  und einer Positioniergenauigkeit von  $\pm 5'$  möglich. Bei einem Kurbelfreiwinkel von  $270^\circ$ , entspricht dies einer Schaltzeit des Schwenkschnittes von 750 ms. Bei der Untersuchung von Alternativantrieben eines elektrisch betriebenen Schwenkschnittes, ist es das Ziel die bisherige Hubzahl von 60 Hub/min auf 100 Hub/min zu erhöhen. Die Steigerung der Hubzahl stellt erhebliche Anforderungen an den Antrieb des Schwenkschnittes, welche nachfolgend aufgeführt sind:

- Leistungssteigerung um 40 Prozent zum bisherigen Antrieb
- Erhöhung der Beschleunigung >> höhere Drehzahl (nur bei größerem Motor)
- kleinere Schaltzeit (Anpassung des Freiwinkels an den Bandvorschub der Presse)

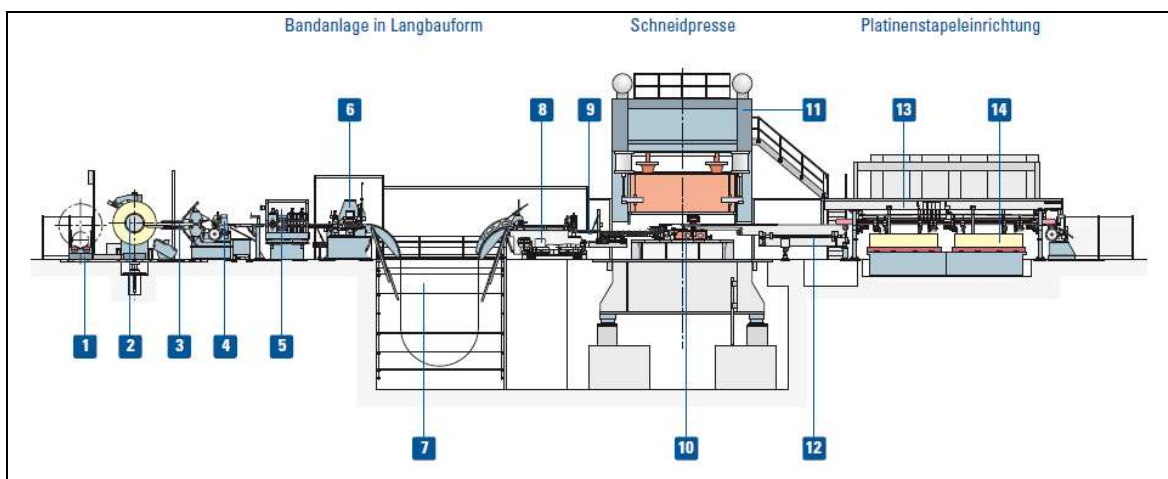
Dabei ist zu berücksichtigen, dass die zu bewegenden Massen und die daraus resultierenden Massenträgheitsmomente sich durch zusätzliche Anbauteile wie hydraulisches Werkzeugwechselaushebesystem mit Zentrierung vergrößern. Dieser Werkzeugwechsel wurde bei den bisherigen Schwenkschnitten von Hand über ein pressenseitiges Werkzeugwechselsystem durch einen Schiebetisch getätigt und soll nun automatisiert werden.

### 3 Schneidanlage für die Platinenherstellung

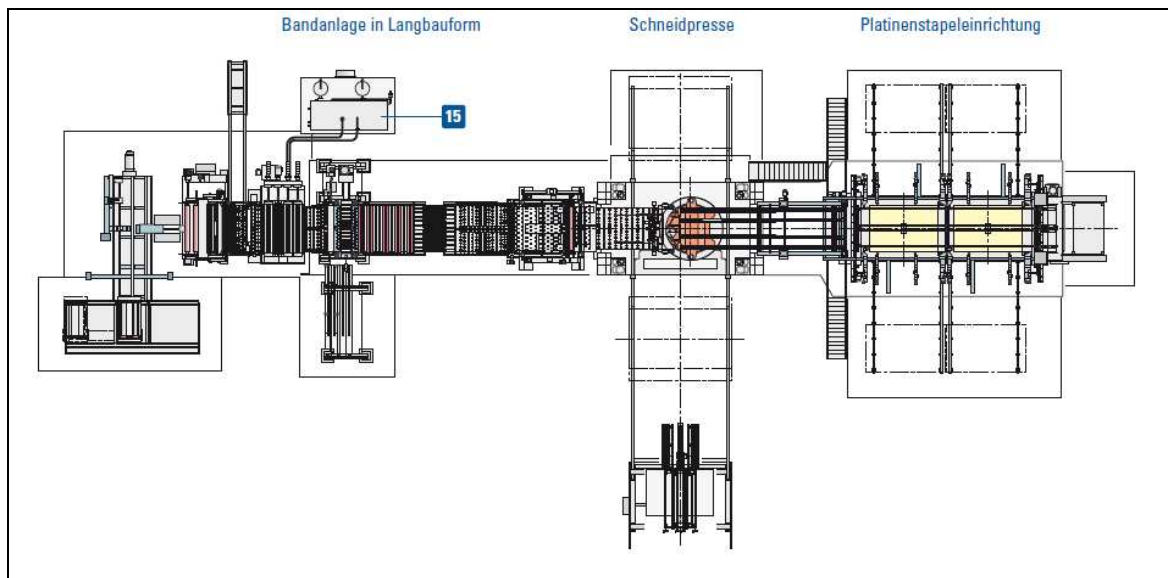
Der Schwenkschnitt, wie er im Kapitel 3.2 beschrieben wird, ist Teil einer Blechbearbeitungsanlage oder auch Schneidstraße genannt. Schneidstraßen sind Anlagensysteme, welche aus einem Blechband Blechtafeln (Platinen) ausschneiden. Die fertig zugeschnittenen Platinen werden dann in einer Stapelanlage gestapelt, von der sie dann aus zur nächsten Bearbeitungsstätte transportiert werden.

#### 3.1 Aufbau einer Schneidlinie

Um einen kleinen Überblick der Blechverarbeitung vom Coil (Coil = aufgewickeltes Metallband) bis zur fertigen Platine zu schaffen, soll anhand der Abbildung 4 und 5 auf nachfolgender Seite der Aufbau einer Schneidstraße, wie sie üblicherweise in der Industrie zum Einsatz kommt, erklärt werden.



**Abb. 4: Kombinierte Längs- und Querteilanlage für Stahl-Service-Center (Seitenansicht)**  
[5]



**Abb. 5: Kombinierte Längs- und Querteilanlage für Stahl-Service-Center (Draufsicht) [5]**

In nachstehender Tabelle sind die in den Abbildungen 4 und 5 mit der Nummer 1 bis 15 versehenen Anlagenkomponenten aufgelistet.

**Tabelle 3: Bestandteile einer Schneidstraße**

01 Coilvorratswagen	09 Teleskoprollengang mit Restbandvorschub
02 Abwickelhaspel	
03 Bandeinführung	10 Schneidwerkzeug
04 Schopfschere	11 Schneidpresse
05 Bandwaschmaschine	12 Teleskopförderer
06 Richtmaschine	13 Stapelanlage
07 Schlaufengrube	14 Stapelwagen
08 Walzenvorschub	15 Filterstation für Pos. 05

Bandverarbeitungsanlagen, wie sie beispielsweise die Firma Schuler Automation GmbH & Co. KG herstellt, können Bandstreifen mit folgenden technischen Merkmalen bearbeiten:

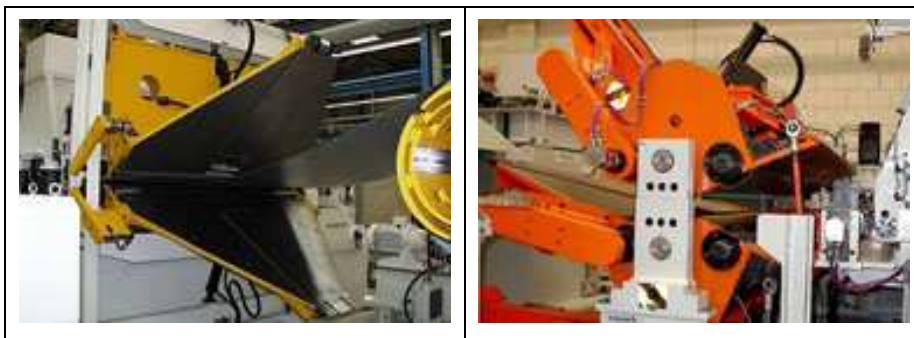
Material:

- Aluminium ( $R_m(\text{EN AW-Al 99,5}) = 145 \text{ N/mm}^2$ )
- Stahl, Edelstahl, Hochfeste Stähle ( $R_m$  bis  $1200 \text{ N/mm}^2$ )
- NE-Metalle und Legierungen

Bandbreite: 400 ... 2000 mm

Banddicke: 0,5 ... 3,0 mm

Die vom Stahlwerk fertig angelieferten Coils werden über einen Coilvorratswagen (01) an die Abwickelhaspel (02) gefahren. Abwickelhaspeln können Coils bis zu einem Gewicht von 35 t mit einem Innendurchmesser von 406, 508 und 610 mm und einen maximalen Außendurchmesser von 2300 mm aufnehmen. Abwickelhaspeln verfügen über eine automatische Coilbeladung, sowie einer automatisierten Bandeinführung und Bandmittensteuerung, welche für eine optimierte Coilabwicklung sorgen und einen einwandfreien Bandvorschub gewährleisten. Die Bandeinführung (03) ist mit einem Einführkeil und Schmutz-Sauber-Walzen ausgestattet und sorgt somit für einen optimalen Anlagenschutz. Der verunreinigte Bandanfang wird mittels der Schmutzwalzen eingezogen und der Schopfschere (04) zugeführt, wo er schließlich abgetrennt wird. Anschließend wird das Band von Sauberwalzen zu den Folgemaschinen transportiert.



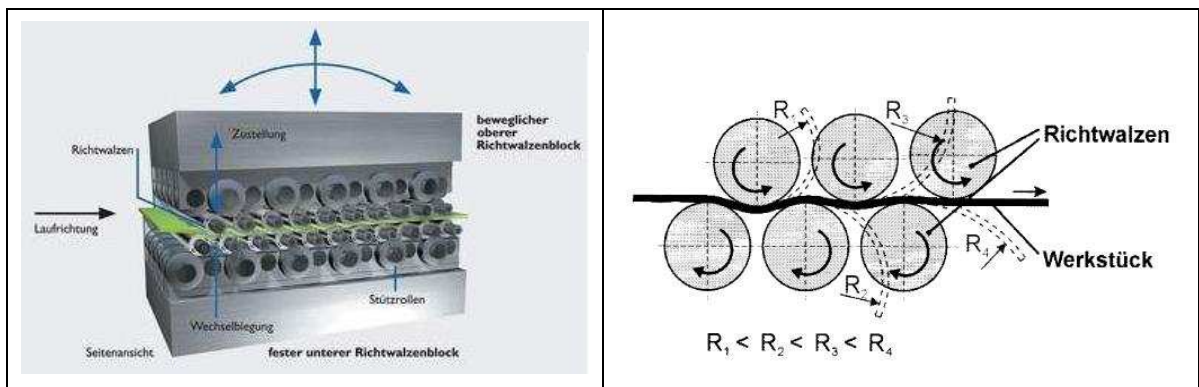
**Abb. 6: Einführkeil (links) und Schmutz-Sauber-Walzen (rechts) [6]**

In der Bandwaschmaschine (05) wird das Band von Verunreinigungen und Ablagerungen durch den Transport gereinigt. Somit wird eine gute Oberflächenqualität realisiert und verhindert weiterhin die Verschmutzung der nachfolgenden Maschinen. In der Filterstation (15) werden die im Wasser befindlichen Schmutzpartikel aus dem Schmutzwasser gelöst, welche dann separat entsorgt werden. Somit kann das gereinigte Wasser dem Kreislauf wieder zugeführt werden. In der Richtmaschine (06) werden Ebenheitsfehler, welche bei der Herstellung des Blechbandes im Stahlwerk entstehen, beseitigt. Da die Blechvorbereitung, das Richten, ein sehr wichtiger Arbeitsschritt vor dem Blechzuschnitt ist, soll dies näher erläutert werden.

## Blechvorbereitung:

Das zu bearbeitende Blech wird nach dem Abwickeln vom Coil vor dem Beschnitt in der Schneidpresse gerichtet. Der Richtvorgang wird in der Blechindustrie meist mit Band-Richtmaschinen realisiert.

Diese stehen zu Beginn einer Blechbearbeitungslinie und sind somit ein wichtiger Teil einer Prozesskette, um hohe Qualitätsanforderungen in der Weiterverarbeitung der Teile zu erzielen. In Abbildung 7 ist sowohl die Grundbauform einer Band-Richtmaschine als auch das Prinzip des Walzrichtens abgebildet.



**Abb. 7: Grundbauform und -prinzip einer Band-Richtmaschine [7], [8]**

Das Blech wird hierbei zwischen Walzen, deren Anzahl sich nach dem gewünschten Richtergebnis einstellt, einem mehrfachen Hin- und Herbiegevorgang mit abnehmender Krümmung ( $R_1 < R_2 < \dots < R_n$ ) unterworfen. Um Bleche, die nicht nur in Walzrichtung Unebenheiten aufweisen, sondern auch in Querrichtung, welche dann mit mehrachsigen Spannungszuständen behaftet sind, sind mehrere Richtvorgänge mit Präzisionsrichtmaschinen (üblich mit 17, 19 oder 21 Richtrollen) notwendig, um diese im Blech zu beseitigen. Der Richtprozess ist notwendig, um Coildefekte wie beispielsweise die Skibildung (Coilkrümmung) durch den Aufwickelprozess im Stahlwerk zu entfernen. Weitere Ebenheitsdefekte wie Randwellen, Mittenwellen oder Querwölbung, welche durch verschiedene Einflüsse während des Walzprozesses entstehen, erzeugen innere Spannungen im Material. Des Weiteren können durch Aneinanderschweißen der einzelnen Stahlbänder im Walzwerk Schweißnähte auftreten, diese ebenfalls Unebenheitsfehler erzeugen und somit durch Richten beseitigt werden müssen, um Ebenheit zu erzielen.



In nachfolgender Abbildung sind Coildefekte, wie sie beim Schmalband oder Breitband vorkommen können, dargestellt.



**Abb. 8: Ebenheitsdefekte bei Schmalband- und Breitband-Coile [9]**

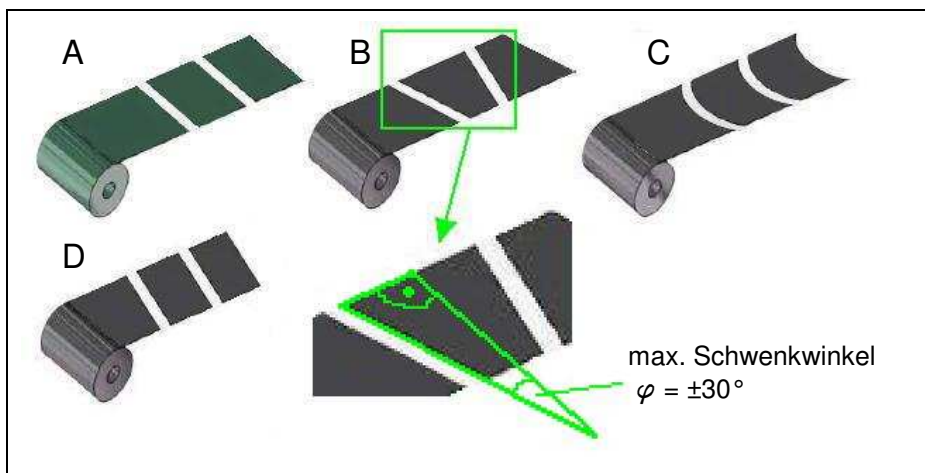
Zwischen der Richtmaschine (06) und dem Walzenvorschub (08) ist eine Schlaufengrube (07), welche als "Vorratsbereich" für den Walzenvorschub dient, angelegt. Da die Haspel mit einer kontinuierlichen Geschwindigkeit das Band vom Coil abwickelt und der Walzenvorschub in einem bestimmten Takt das Band an das Schneidwerkzeug heranzieht, ist immer für eine ausreichende Bandlänge gesorgt. Der Teleskoprollengang mit Restbandvorschub (09) dient dazu das Bandende eines fertig abgewickelten Coils vom Bandvorschub zum Schneidwerkzeug (10) zu fördern, um auch das Bandende zu verwerten. Das Schneidwerkzeug, darunter zählt der Schwenkschnitt, welcher im Kapitel 3.2 näher beschrieben wird, wird über eine Schneidpresse (z. B. Kurbelpresse) bedient. Das Schneidwerkzeug schneidet das Blechband in Platinen, welche dann als Halbzeug weiter verarbeitet werden können. Am Ende der Schneidstraße werden die fertigen Platinen mittels einer Stapelanlage (13) auf Stapelwagen (14) für den anschließenden Abtransport zur nächsten Bearbeitungsstätte (z. B. Tiefziehpresse) gelegt.



## 3.2 Der Schwenkschnitt

Wie bereits im Vorfeld erwähnt ist das Schneidwerkzeug Teil einer Blechbearbeitungsanlage. Der Schwenkschnitt oder Geradschnitt (bei einem Schwenkwinkel von  $0^\circ$ ), welcher auch Formschnitte (Bogensegmente) mit Hilfe spezieller Messergeometrien realisieren kann, wird über eine Schneidpresse durch Tippen des Stößels betätigt.

Mit einem schwenkbaren Schneidwerkzeug können folgende Geometrien aus dem Blechband herausgeschnitten werden.



**Abb. 9: Platinenform [10]**

- A) Rechtecke
- B) Trapeze
- C) Bogensegmente (Bogenschnitt mit  $R = 2000 \text{ mm}$ ,  $R = 3000 \text{ mm}$ ) und
- D) Parallelogramme

### 3.2.1 Aufbau des Schwenkschnittes

Der Schwenkschnitt stellt ein eigenständiges Modul dar, welches auf dem Werkzeugtisch der Schneidpresse platziert und über Bolzen fixiert wird. In Abbildung 10 ist der Schwenkschnitt einmal von der Bandeinlaufseite (oberer Bildabschnitt) und einmal von der Rückseite, auf der die fertigen Platinen abtransportiert werden, abgebildet.

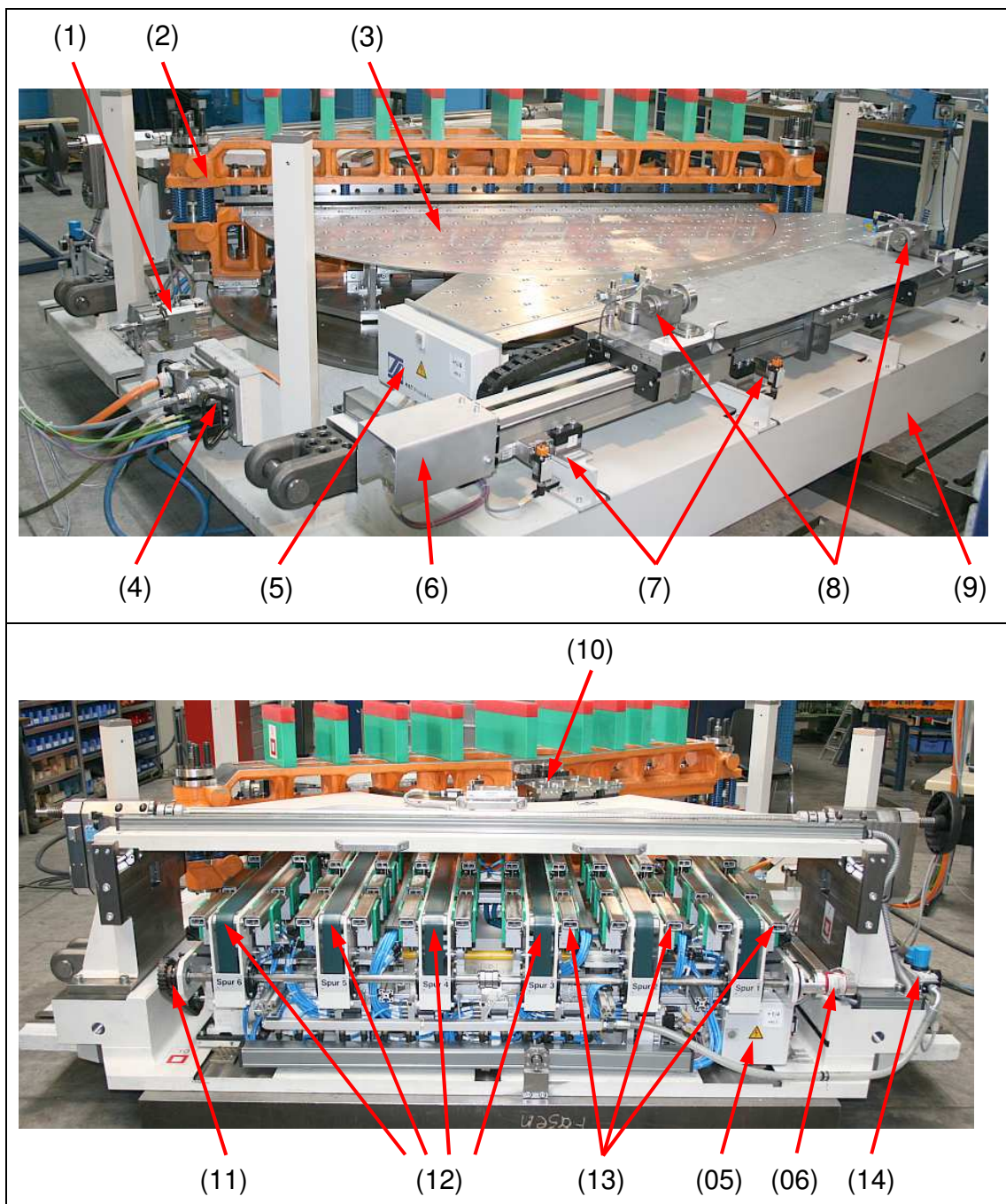


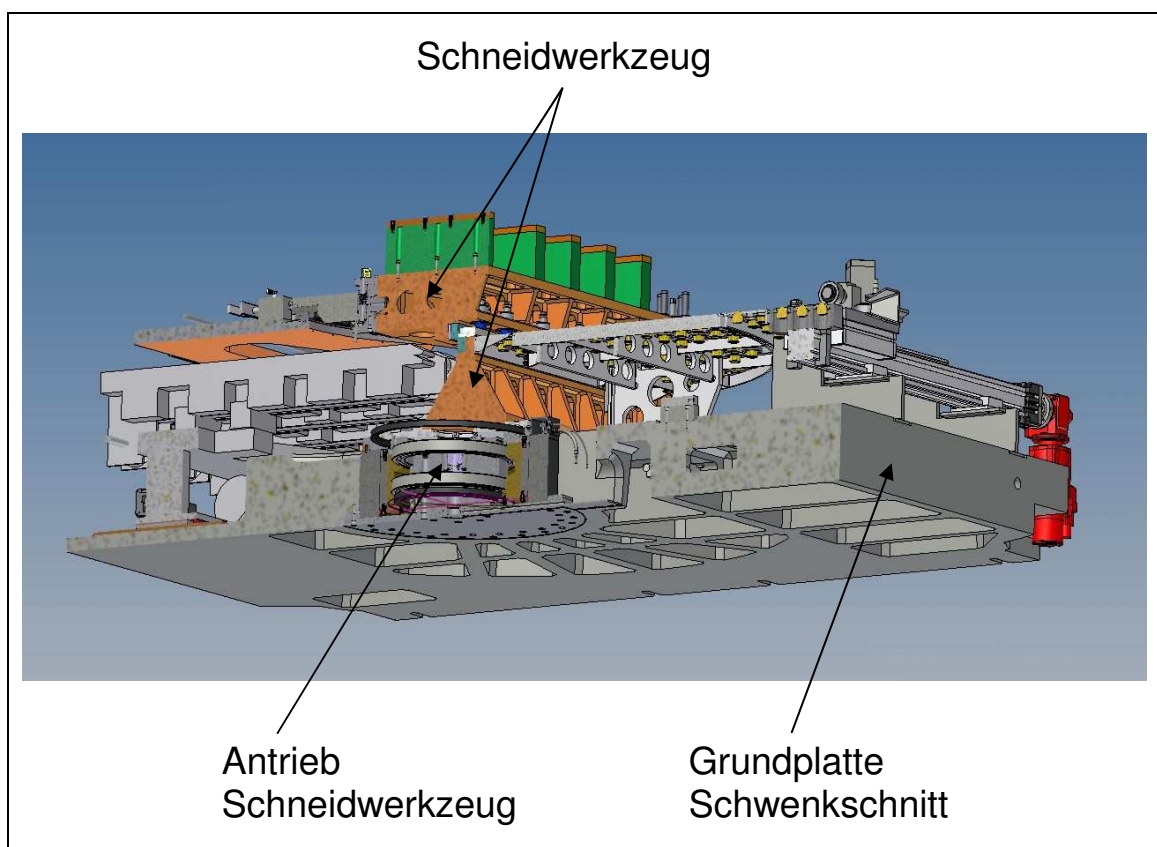
Abb. 10: Schwenkschnitt der Firma H&T Abb. A (SSG II)

In nachfolgender Tabelle sind die mit den Nummern 1 bis 14 versehenen Komponenten aufgelistet.

**Tabelle 4: Komponenten des Schwenkschnittes (SSG II)**

(1) Fixierbolzen Schneidwerkzeug	(8) Bandführung
(2) Schneidwerkzeug in Kassettenform	(9) Grundplatte
(3) Kugelplatte	(10) Gegenlagerbrücke
(4) Multikupplung	(11) Antrieb Platinenbeschleuniger
(5) Klemmkasten	(12) Platinenbeschleuniger
(6) Wegmesssystem	(13) Hubleisten
(7) Endlagenschalter	(14) Druckluft-Wartungseinheit

Die Abbildung 11 zeigt noch einmal den Halbschnitt des Schwenkschnittes, in dem zu erkennen ist, wo sich der Antrieb des Schneidwerkzeuges befindet.

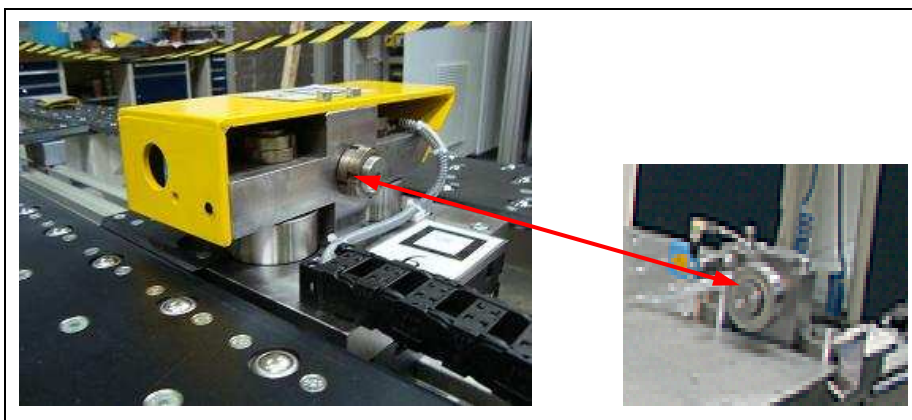


**Abb. 11: Halbschnitt des Schwenkschnittes (SSG II)**

### 3.2.2 Funktionsweise des Schwenkschnittes

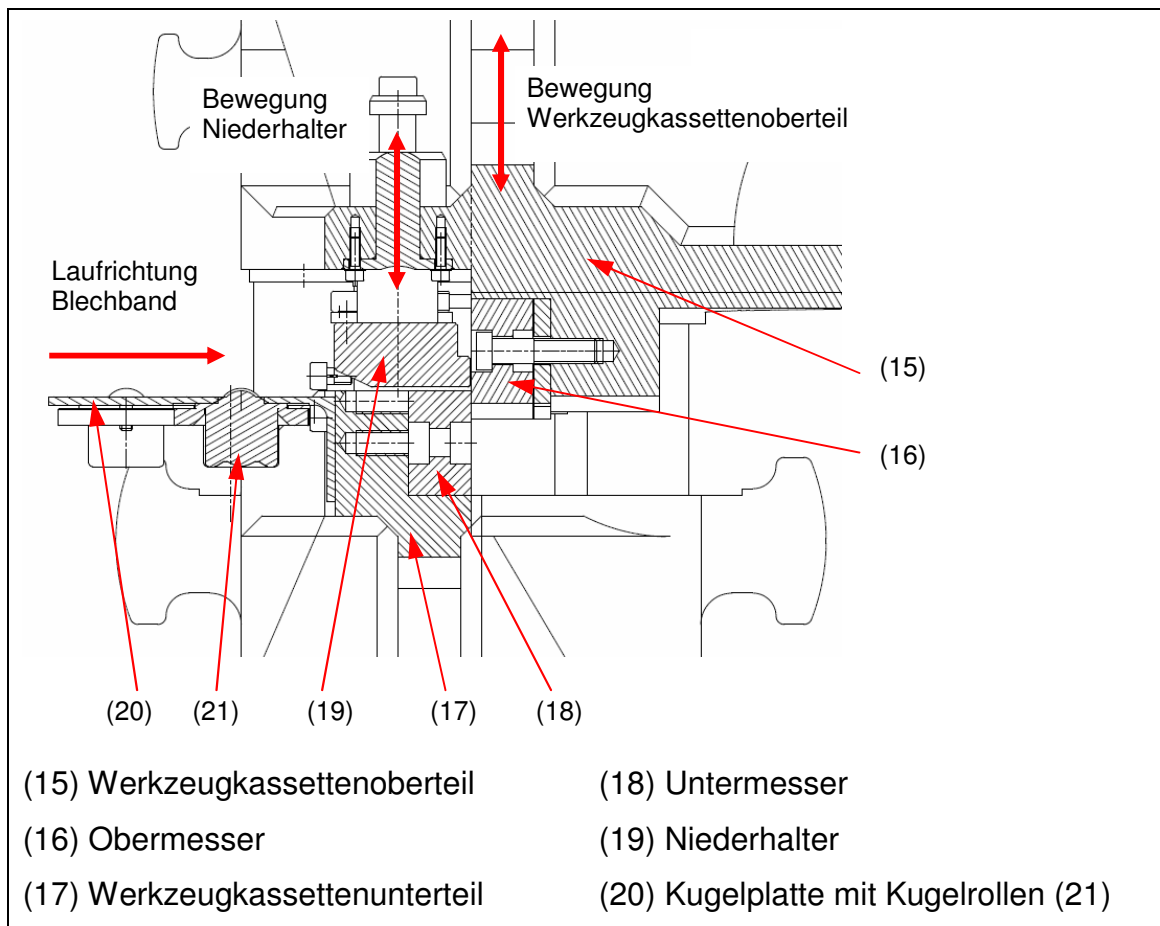
Nachdem das Blechband in der Bandwaschmaschine gereinigt und in der Bandrichtmaschine Unebenheitsdefekte entfernt wurden, können nun aus dem fertig vorbehandelten Band Platinen geschnitten werden, die dann in der Stapelanlage für die Weiterverarbeitung gestapelt werden können.

Für die Medienzufuhr (Strom und Druckluft) dient die seitlich angeordnete Multikupplung (4). Damit das Band einen genauen Zulauf zum Schneidwerkzeug bekommt, ist zu Beginn eine Bandführung (8) angebracht. Diese ist mit einem Linearantrieb verbunden und kann je nach Bandbreite in ihrer Position verändert werden. Für die genaue Positionierung der beiden Führungen, dient ein rotatorisches Wegmesssystem. Die Bandführung beinhaltet noch zusätzlich Endlagenschalter (7) für die Achsendlage, sowie Kontrolle von Absteckungen und Positionen. Somit gewährt die Bandführung eine seitliche und eine höhenmäßige Führung des Bandes.



**Abb. 12: Bandführung Schwenkschnitt**

Als Auflagefläche dient eine mit Kugelrollen (21) versehene Kugelplatte (20), welche mit der Schwenkplatte montiert ist, um Beschädigungen am Band durch die Schwenkbewegung zu vermeiden. Nachdem das Band positioniert ist, erfolgt der eigentliche Schneidvorgang. Das Schneidwerkzeug (2) ist in Kassettenform, bestehend aus zwei Hauptkomponenten, aufgebaut, welche den Werkzeugwechsel vereinfacht (ca. 10 Minuten Rüstzeit). Die beiden Hauptkomponenten sind einmal das Werkzeugoberteil (15) und –unterteil (17).



**Abb. 13: Querschnitt Schneidwerkzeug (SSG II)**

Der Schneidvorgang ist in zwei Etappen unterteilt. Nach der Berührung des Pressenstößels mit dem Oberwerkzeug wird der Bearbeitungsvorgang in Gang gesetzt. Der Niederhalter (19), welcher dem Schnittzyklus des Werkzeuges so mechanisch getaktet ist, dass er vor und nach dem Schneiden das Blech niederhält und mit Federkraft vorspannt, verhindert gleichzeitig das Fließen des Werkstoffes während des Schneidvorganges. Um bei den Schneidvorgang die horizontalen Schnittkräfte (Querkräfte) in die Grundplatte (9), welche mit dem Werkzeutisch der Schneidpresse verschraubt ist, abzuleiten, dient die so genannte Gegenlagerbrücke (10). Nachdem von dem Blechband eine fertige Platine abgetrennt wurde, wird diese durch kaskadenförmig angeordnete Hubleisten (13) auf den Platinenbeschleuniger (12) abgelegt und zur Stapelanlage gefördert.



## 4 Analyse des bisherigen Antriebes – Schwenschnittgeneration II

### 4.1 Zusammenhang zwischen Masse, Achsabstand und Trägheitsmoment

Die Dynamik und Schnelligkeit eines Antriebes ist vor allem von den Trägheitsmomenten der rotatorisch bewegten Komponenten der Anlage abhängig. Das Trägheitsmoment einzelner Massenpunkte setzt sich aus folgenden Produkt zusammen:

$$J = \sum m_i \cdot r_i^2$$

Das Trägheitsmoment hat die mathematische Grundfunktion einer Normalparabel.

$$y = a \cdot x^2$$

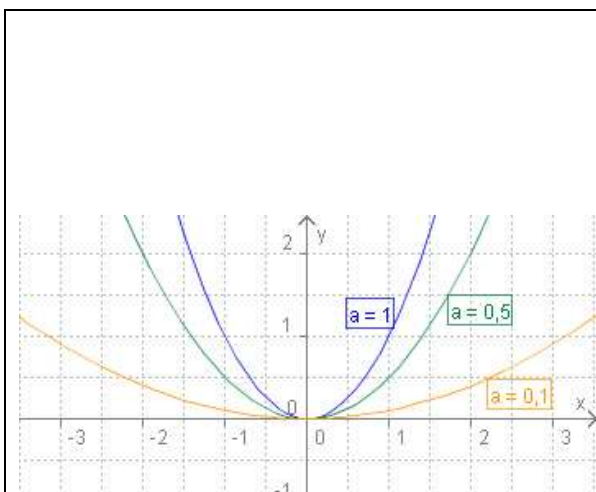


Abb. 14: Normalparabel mit  $|a| < 1$  [11]

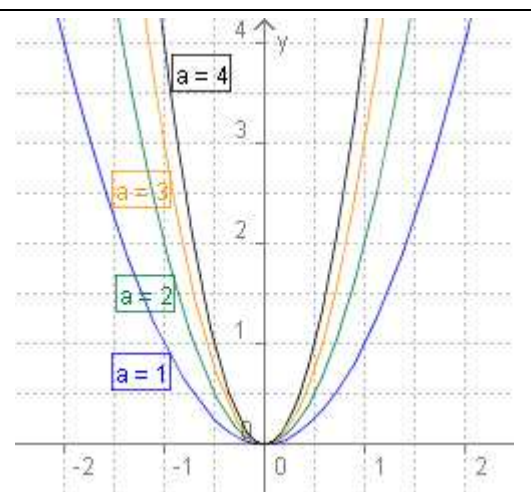


Abb. 15: Normalparabel mit  $|a| > 1$  [12]

Somit lässt sich anhand dieser Funktion die Auswirkung der einzelnen Parameter des Trägheitsmomentes veranschaulichen. Einerseits wird das Trägheitsmoment von der Masse beeinflusst, sie bestimmt die Stauchung ( $|a| < 1$ ) bzw. Streckung ( $|a| > 1$ ) der Kurve und zum anderen vom Abstand der rotierenden Masse zur Drehachse, der quadratisch in die Funktion eingeht.

Demzufolge wird in der Technik bestrebt möglichst kleine Massen bei großen Achsabständen rotieren zu lassen. In der Praxis ist das jedoch nur im begrenzten Maß, aufgrund der Herstellbarkeit und Steifigkeit des Werkzeuges, das wiederum von der Geometrie des Bauteiles abhängig ist, umzusetzen. Die heutige Technik wird an ihre Grenzen geführt und tendiert immer mehr in die Richtung der Leichtbauweise, um nicht nur Material zu sparen, sondern auch die Dynamik von Bauteilen zu verbessern. Anhand des Schnittwerkzeuges soll verdeutlicht werden was technisch machbar ist und wie sich die Massenreduzierung auf das Trägheitsmoment auswirkt.

(SSG = Schwenkschnittgeneration)

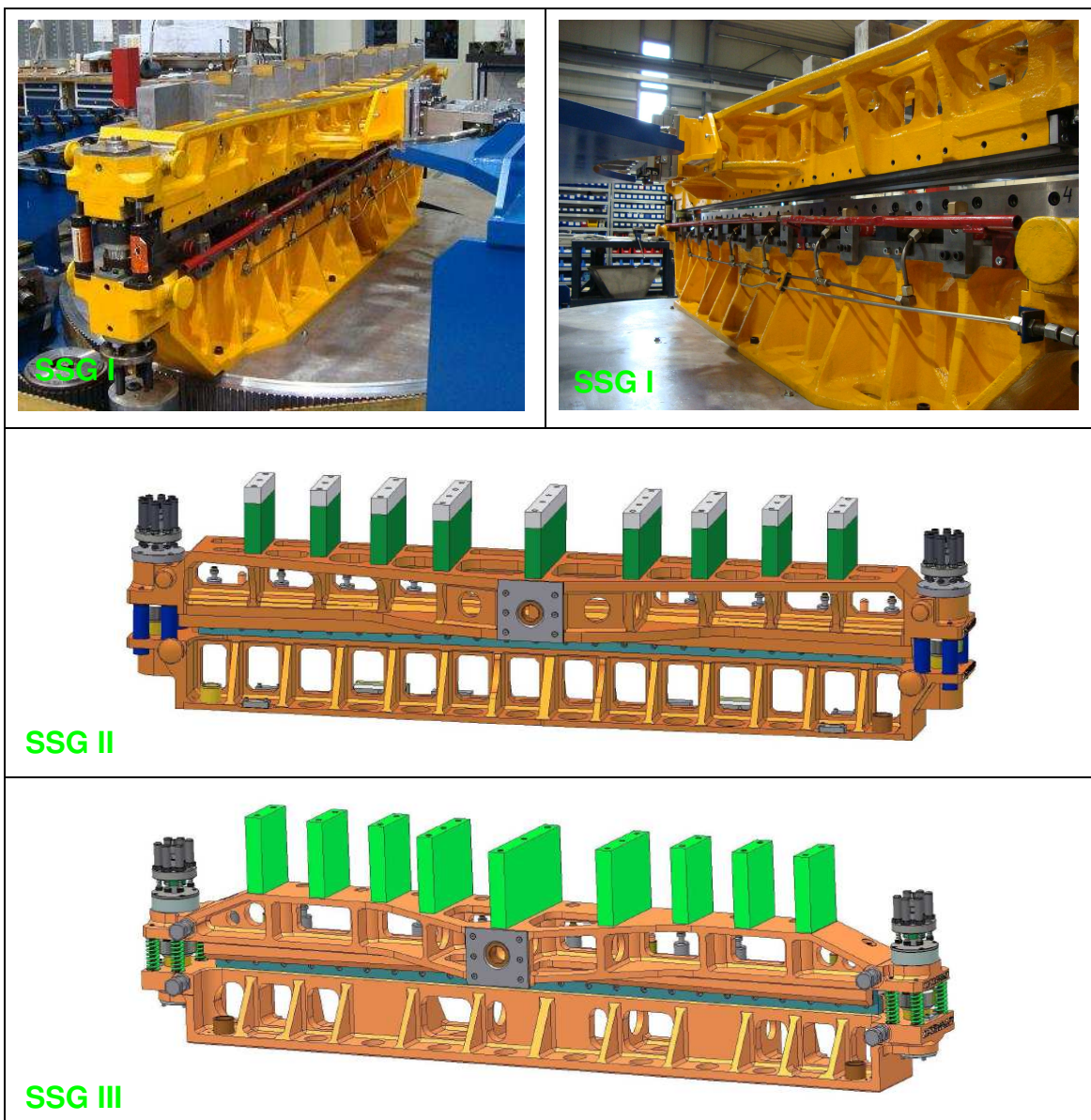


Abb. 16: Darstellung der WZ-Generationen des Schwenkschnittes von H&T

In Abbildung 16 auf der vorhergehenden Seite sind die Generationen der Schwenkschneidwerkzeuge abgebildet. Man erkennt deutlich an der Geometrie, wie sich die Bauweise im Laufe der Jahre aufgrund hoher Kompetenz verbessert hat. Vergleicht man nun noch die Massen und Trägheitsmomente der einzelnen Schnittwerkzeuge, welche in den untenstehenden Tabellen 5 und 6 aufgeführt sind, wird deutlich, welche Fortschritte erzielt worden sind.

**Tabelle 5: Massen und Trägheitsmomente der Schwenkschnitt-Generation I**

	<b>Massen</b>	<b>Massenträgheitsmoment</b>
Geradschnitt	1185 kg	674,9 kgm <sup>2</sup>
Antriebsscheibe kpl.	416 kg	230,5 kgm <sup>2</sup>
Gleitleisten und Lagerzapfen	51 kg	10,9 kgm <sup>2</sup>
$\sum_i m_i / \sum_i J_i$	<b>1652 kg</b>	<b>916,3 kgm<sup>2</sup></b>

**Tabelle 6: Massen und Trägheitsmomente der Schwenkschnitt-Generationen II und III**

		<b>SSG II</b>	<b>SSG III</b>
<b>Massen</b>	Geradschnitt	879,3 kg	829,6 kg
	Gegenlagerbrücke	33,7 kg	115 kg
	Schwenkplatte	136,8 kg	213,4 kg
	Kugelplatte	75,8 kg	
	Distanzhülse	112,2 kg	61,5 kg
	Momentenring	44,3 kg	34,1 kg
	Läufer des Motors	59 kg	59 kg
	$\sum_i m_i$	<b>1341,1 kg</b>	<b>1312,6 kg</b>
<b>Massenträgheitsmoment</b>	Geradschnitt	488,2 kgm <sup>2</sup>	427,3 kgm <sup>2</sup>
	Gegenlagerbrücke	8,1 kgm <sup>2</sup>	45 kgm <sup>2</sup>
	Schwenkplatte	70,7 kgm <sup>2</sup>	117,3 kgm <sup>2</sup>
	Kugelplatte	39,7 kgm <sup>2</sup>	
	Distanzhülse	4,3 kgm <sup>2</sup>	1,9 kgm <sup>2</sup>
	Momentenring	2,4 kgm <sup>2</sup>	1,9 kgm <sup>2</sup>
	Läufer des Motors	4,4 kgm <sup>2</sup>	4,4 kgm <sup>2</sup>
	$\sum_i J_i$	<b>617,8 kgm<sup>2</sup></b>	<b>597,8 kgm<sup>2</sup></b>



Um alle vom Antrieb bewegten Massen der zweiten und dritten Generation einzubeziehen, sind zusätzlich die Angaben der Schwenkplatte, Kugelplatte, Gegenlagerbrücke, Distanzhülse, Momentenring und Läufer des Motors aufgeführt.

Als Berechnungsgrundlage für die Antriebsauslegung der Janus-Anordnung, welche im Kapitel 6.2 behandelt wird, dienen die Werte der Schwenkschnitt Generation III.

## 4.2 Bewegungsabläufe

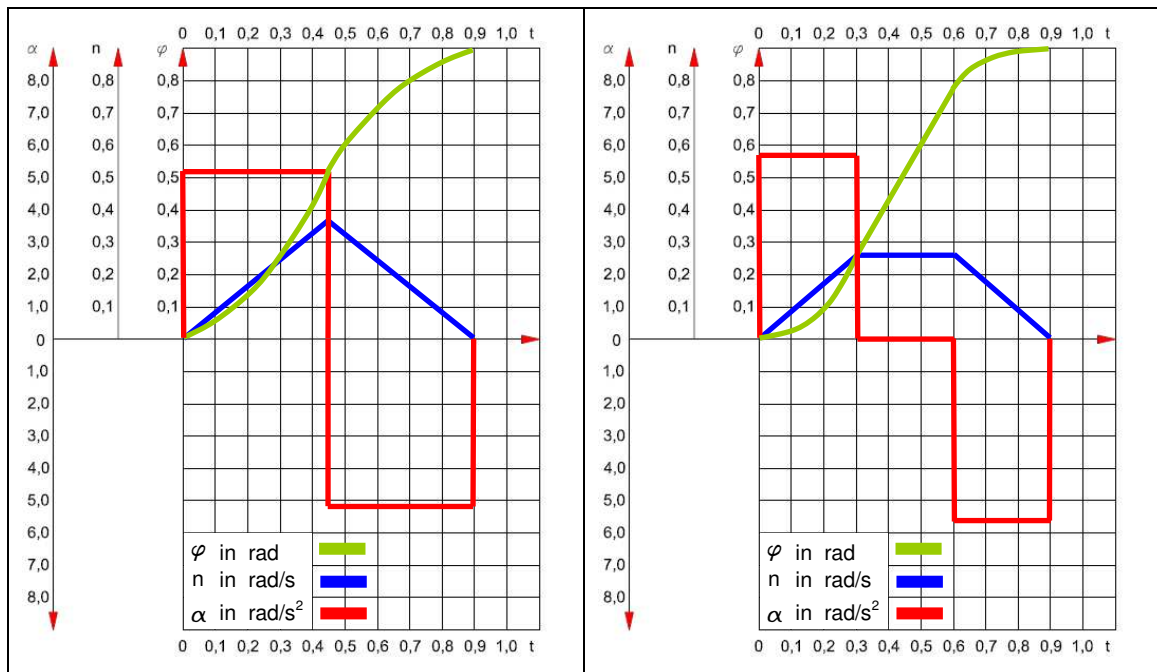
Für das Erreichen eines bestimmten Winkel  $\varphi$  (in [rad] oder [°]) in einer möglichst kurzen Positionierzeit  $t_p = t_{\text{Schwenk}}$ , gibt es mehrere Varianten der Bewegungsabläufe. Zum einen kann eine minimale Beschleunigung, zum anderen eine minimale Leistung erzielt werden. Neben diesen einfachen Bewegungsformen, gibt es auch Bewegungsabläufe höherer Potenzen. Bei der minimalen Beschleunigung gibt es zwei Bewegungsphasen, einmal die Beschleunigungsphase und die Verzögerungsphase. Dieser Bewegungsablauf wird auch Dreieck-Betrieb genannt. Bei der minimalen Leistung gibt es drei Bewegungsphasen – die Beschleunigungsphase, “Fahren“ mit konstanter Winkelgeschwindigkeit und die Verzögerungsphase. Dieser Bewegungsablauf wird auch Trapez-Betrieb genannt.

Anhand eines kurzen Berechnungsbeispiels in unten stehender Tabelle sollen die Bewegungsabläufe einmal veranschaulicht werden.

**Tabelle 7: Gegenüberstellung der optimierten Bewegungsabläufe – Dreieck und Trapez**

	<b>Minimale Beschleunigung</b>	<b>Minimale Leistung</b>
<b>Beispiel-Daten</b>	$t_{\text{Schwenk}} = 1s$ $\varphi = 60^\circ \Rightarrow \varphi_1 = 30^\circ = \frac{\pi}{6}$ $J = 100 \text{ kgm}^2$	$t_{\text{Schwenk}} = 1s$ $\varphi = 60^\circ \Rightarrow \varphi_1 = 15^\circ = \frac{\pi}{12}$ $J = 100 \text{ kgm}^2$
<b>Beschleunigungszeit</b>	$t_1 = \frac{t_{\text{Schwenk}} - 0,1s}{2} = 0,45s$	$t_1 = \frac{t_{\text{Schwenk}} - 0,1s}{3} = 0,3s$
<b>Maximale Drehzahl</b>	$n_{\text{max}} = \frac{\varphi_1}{\pi \cdot t_1} = 0,37 \frac{1}{s}$	$n_{\text{max}} = \frac{\varphi_1}{\pi \cdot t_1} = 0,27 \frac{1}{s}$
<b>Beschleunigung</b>	$\alpha_1 = \frac{2 \cdot \varphi_1}{t_1^2} = 5,17 \frac{\text{rad}}{s^2}$	$\alpha_1 = \frac{2 \cdot \varphi_1}{t_1^2} = 5,82 \frac{\text{rad}}{s^2}$
<b>Maximale Leistung</b>	$P_M = J \cdot \frac{4 \cdot \varphi_1^2}{t_1^3} = 1203,4 \text{ W}$	$P_M = J \cdot \frac{4 \cdot \varphi_1^2}{t_1^3} = 1015,4 \text{ W}$

In Abbildung 17 sind die Ergebnisse aus Tabelle 7 der beiden Bewegungsabläufe noch einmal graphisch dargestellt.



**Abb. 17: minimale Beschleunigung (li.); minimale Leistung (re.)**

Bei der Berechnung der oben abgebildeten Beispiele ist von der Positionierzeit von einer Sekunde eine Zehntelsekunde abgezogen worden. Je nach Steifigkeit des Bewegungssystems wird eine gewisse Beruhigungsphase benötigt, bis sich der Antrieb und die zu bewegende Last auf die genaue Lage positioniert haben. Der Regler des Ansteuergerätes darf für eine präzise Ausrichtung nicht auf 100% Auslastung fahren, sondern muss beschränkt werden. Für einen sauberen Bewegungsablauf sollte das maximale Drehmoment des Antriebssystems nur bis zu 90% ausgenutzt werden.

## 4.3 Untersuchung der Bewegungsabläufe

### 4.3.1 Schwenkwinkelbereich

Bevor die einzelnen Bewegungsabläufe untersucht werden, ist zunächst zu klären, wie es zu einem Schwenkwinkel von  $\varphi_1 = 30^\circ$  kommt.

Der Schwenkwinkel wird durch zwei Parameter vorgegeben:

- Platinenabmaße (bzw. Coilbreite) und
- Werkzeugkonstruktion

Anhand folgender Abbildung mit nachstehender Berechnung soll gezeigt werden, wie auf einen Winkel  $\varphi_1 = 30^\circ$  bei einer definierten Coilbreite zu schließen ist.

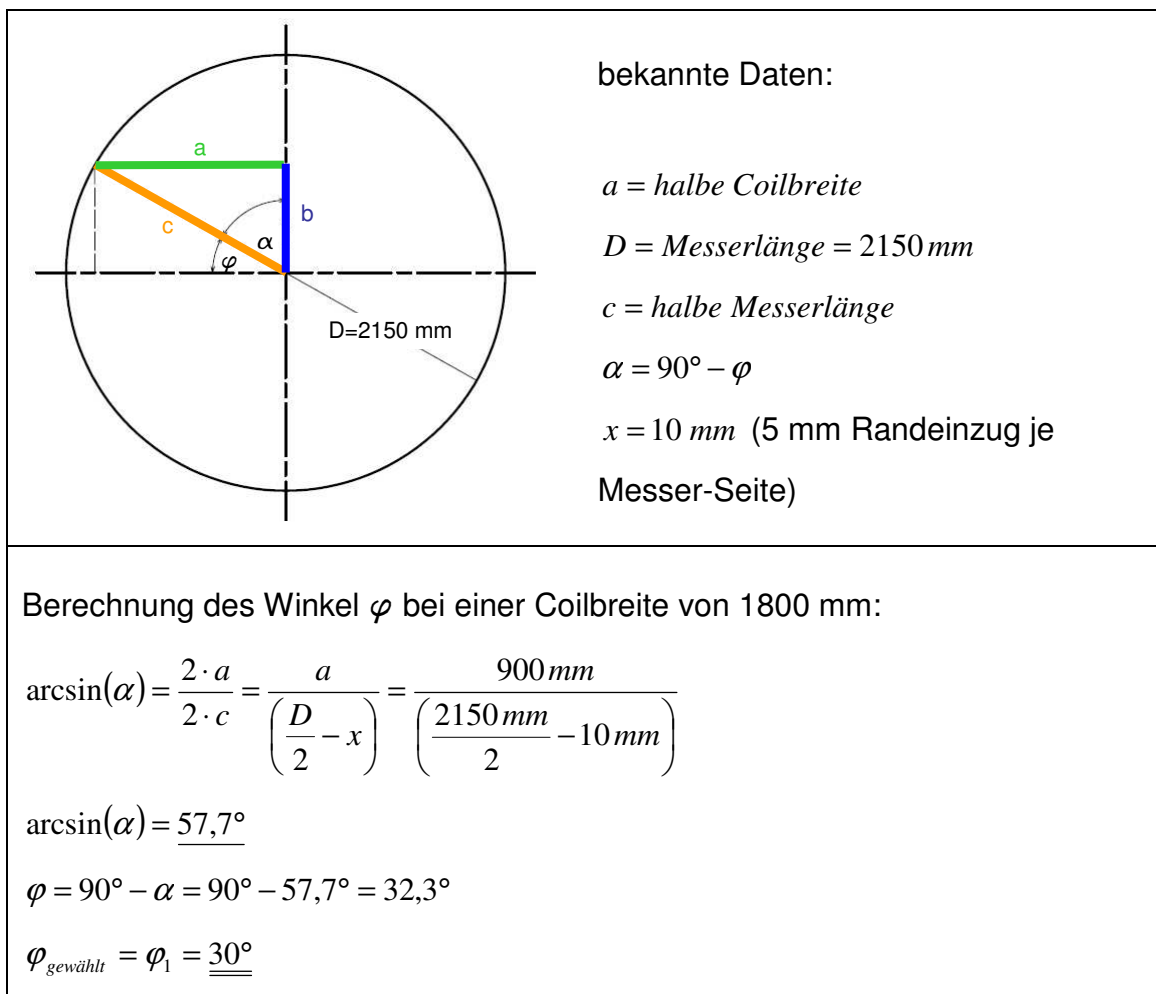


Abb. 18: Berechnung des Schwenkwinkels

Bei kleineren Schwenkwinkel ( $\varphi_1 < 30^\circ$ ) können mit dem Schwenkschnitt  
Coilbreiten bis 2000 mm zugeschnitten werden.

Die Werkzeugkonstruktion wiederum bestimmt die Messerlänge, welche vorab  
festgelegt wird, bevor der Schwenkwinkel ermittelt wird.

### 4.3.2 Bestimmung der Schwenkzeit

Im Weg-Zeit-Diagramm in Abbildung 19 ist zu sehen, in welchem Zyklusbereich der Schneidpresse sich der Arbeitsbereich des Schwenkschnittes befindet.

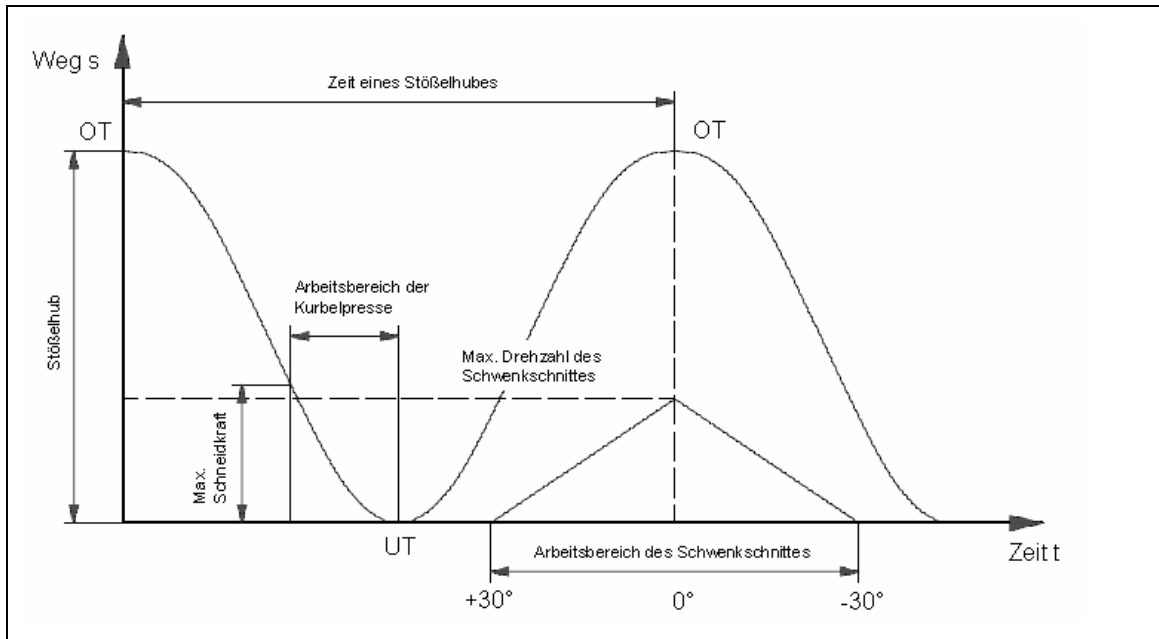


Abb. 19: Weg-Zeit-Diagramm der Schneidpresse mit Arbeitsbereich Schwenkschnitt

Da der Freiwinkel der Schneidpresse in die Berechnung der Schwenkzeit mit einfließt und vom Arbeitswinkel abhängig ist, soll anhand folgender Abbildungen erklärt werden, wie es zum Freiwinkel kommt.

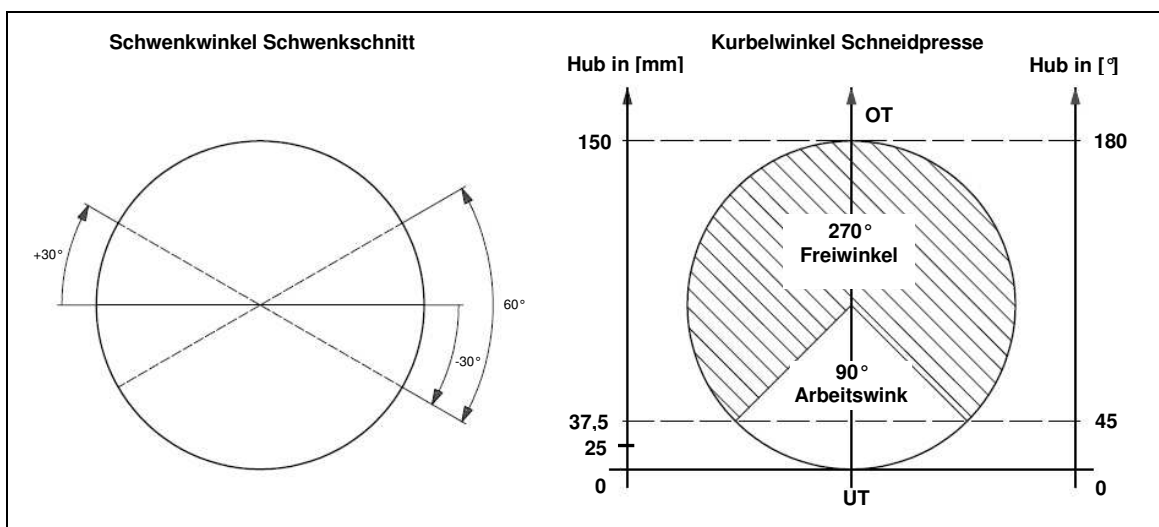
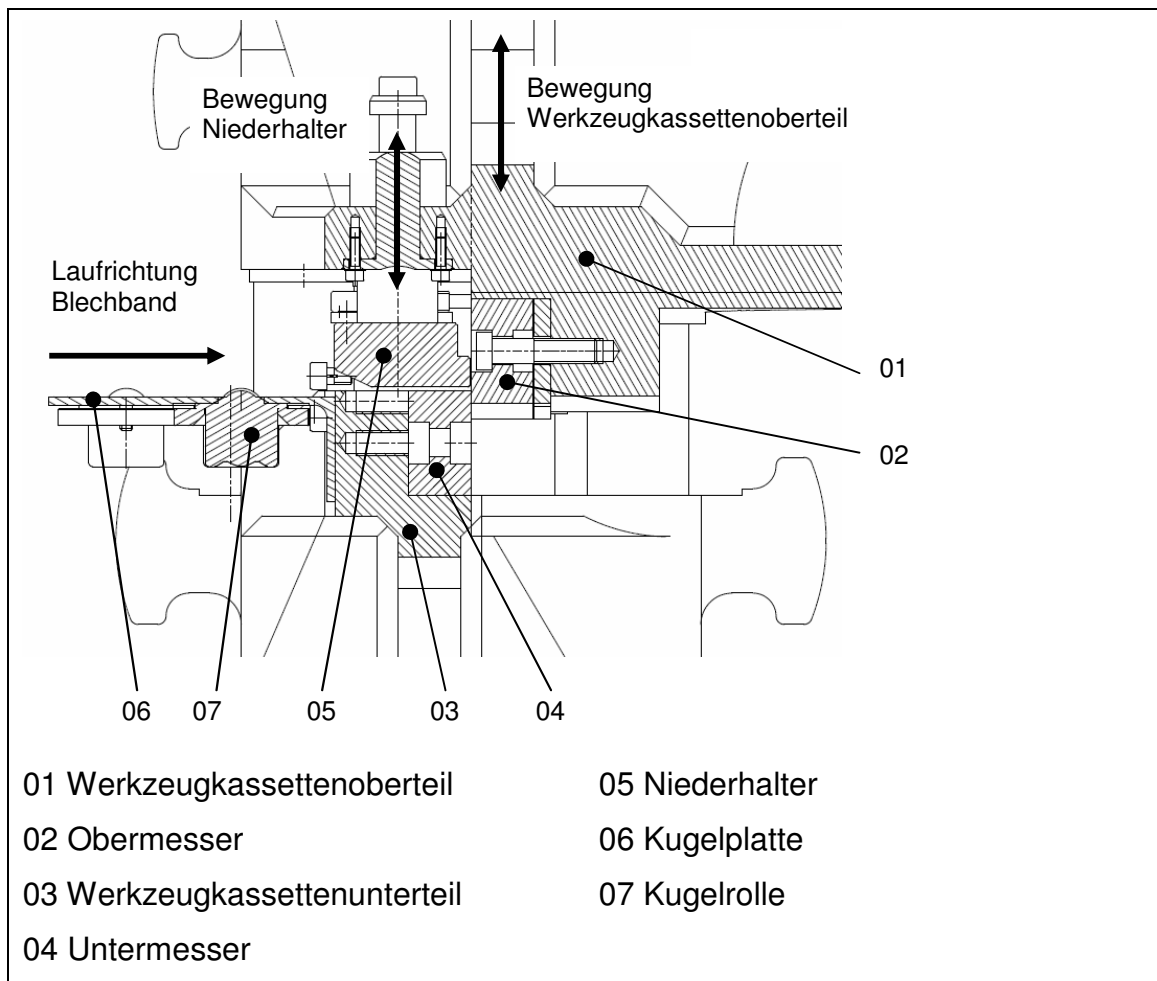


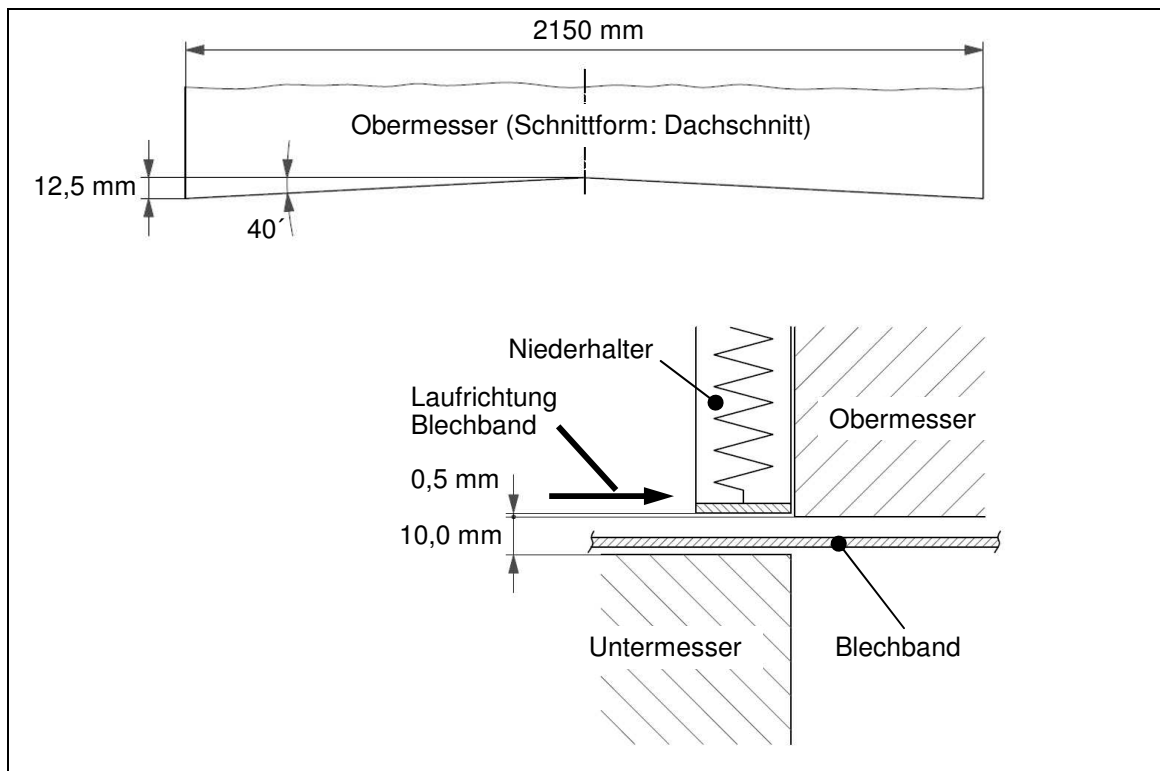
Abb. 20: Winkeldiagramm Schwenkschnitt und Schneidpresse

Wie schon bereits erwähnt und in Abbildung 20 auf Seite 23 gut zu sehen ist, wird der Freiwinkel durch den Arbeitswinkel der Schneidpresse definiert. Der Arbeitswinkel wiederum lässt sich vom Arbeitshub der Presse ableiten und stellt sich wie folgt zusammen. Für das Verständnis der Abbildung 22 auf Seite 25 soll Abbildung 21 Hilfe schaffen, wie sie bereits aus dem Kapitel 3.2.2 bekannt ist.



**Abb. 21: Querschnitt Schneidwerkzeug (SSG II)**

Die Kugelplatte (06) mit den eingearbeiteten Kugelrollen (07) ist nicht Bestandteil des Schneidwerkzeugs, sie dient als Unterlage des Blechbandes. In Abbildung 22 auf Seite 25 ist ein vereinfachter Querschnitt des Schneidwerkzeugs, sowie die Geometrie des Obermessers in schematischer Darstellung abgebildet.



**Abb. 22: Darstellung Obermesser und Detailansicht Schneidwerkzeug**

Um einen reibungslosen Durchlauf des Blechbandes zu ermöglichen, beträgt der Abstand zwischen Ober- und Untermesser etwa 10 mm. Der Niederhalter ist dem Obermesser um 0,5 mm (10,5 mm zu OK Untermesser) über der Schneide in seiner Position fixiert. Weiterhin kommen 12,5 mm für die Differenz des Dachschnittes zwischen Mitte Schneide und Eckpunkt Schneide hinzu, die sich wie folgt ergeben.

Abstand Mitte Schneide zu Eckpunkt Schneide:

$$\frac{40'}{60'} \cdot 1^\circ = \underline{0,66^\circ}$$

$$\frac{2150 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(0,66^\circ) = \underline{\underline{12,5 \text{ mm}}}$$

Für den Nachschnitt werden zusätzlich 2,5 mm Sicherheit addiert, um einen sicheren und sauberen Durchschnitt der Platine zu gewährleisten, sodass in Summe 25 mm Arbeitshub entstehen. Für einen sauberen Abschluss des Schwenkvorganges des Werkzeuges, kommen etwa 12,5 mm Verfahrensweg des Stößels hinzu, um sicherzustellen, dass der Stößel nicht während des Schwenkens das Werkzeug berührt und den Schneidvorgang vorzeitig beginnt.



Das Gleiche gilt nach Beendigung des Schneidens, damit der Schwenkvorgang nicht während des Rückhubes des Stößels begonnen wird, während der Stößel noch mit dem Schneidwerkzeug in Verbindung steht. Die Summe der beiden Wege (25 mm Arbeitshub Schneidwerkzeug und 12,5 mm Verfahrensweg des Stößels) ergeben einen Gesamtarbeitshub von 37,5 mm, welches den halben Arbeitswinkel von 45° der Schneidpresse entspricht.

Wird der Arbeitswinkel von 90° dem 360° Vollwinkel abgezogen, entsteht ein Freiwinkel von 270°. Für die Änderung des Freiwinkels können folgende Abstände verändert werden:

- der Hub zwischen OT und Berührungspunkt Stößel-Schneidwerkzeug
- der Abstand Ober- zu Untermesser oder
- der Winkel des Dachschnittes.

Da der Freiwinkel nun bekannt ist, kann ein Bezug zwischen Kurbelwinkel und Freiwinkel der Schneidpresse hergestellt und mit der Hubzeit in Abhängigkeit gesetzt werden. Daraus ergibt sich folgende Beziehung:

$$\frac{\text{Kurbelwinkel Schneidpresse}}{\text{Hubzeit Schneidpresse}} = \frac{\text{Freiwinkel Schneidpresse}}{\text{Schwenkzeit Schwenkschnitt}}$$

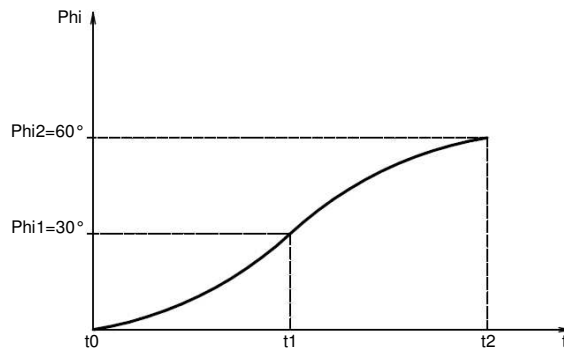
Somit kann die Schwenkzeit des Schwenkschnittes durch Umstellung der Beziehung mit folgender Formel berechnet werden:

$$t_{\text{Schwenk}} = \frac{\text{Freiwinkel Schneidpresse}}{\text{Kurbelwinkel Schneidpresse}} \cdot 1s = \frac{270^\circ}{360^\circ} \cdot 1s = \underline{\underline{0,75s}}$$

Die Berechnung der Schwenkzeit führt zu einem Ergebnis von 750 ms. Wird dieser Wert von der Gesamtzeit abgezogen, stellt sich eine Pausenzeit von  $t_p = 250 \text{ ms}$  ein, in der der Motor sich abkühlen kann.

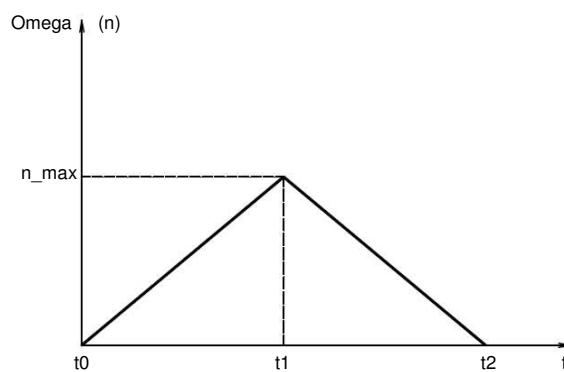
### 4.3.3 Dreiecksbetrieb

Zunächst wird die Dreieckform als Bewegungsablauf der beliebigen Rotation untersucht. Dazu gelten folgende Grundintegrale:



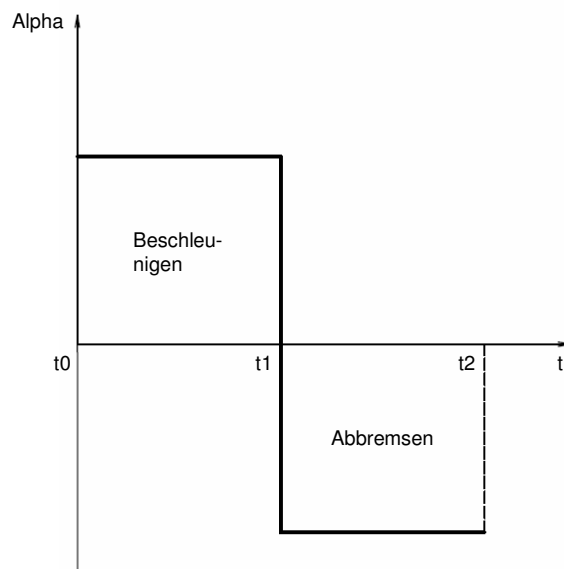
Drehwinkel  $\varphi$

$$\vec{\varphi} = \int_{t_1}^{t_2} \vec{\omega}(t) d(t)$$



Winkelgeschwindigkeit  $\omega$

$$\vec{\omega} = \int_{t_1}^{t_2} \vec{\alpha}(t) d(t)$$



Winkelbeschleunigung  $\alpha$

$$\vec{\alpha} = \frac{d \vec{\omega}}{dt} = \frac{d^2 \vec{\varphi}}{dt^2} = \alpha(t)$$

Im ersten Schritt gilt es aus den Grundintegralen die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und den Winkel  $\varphi$  für die Berechnung der Winkelbeschleunigung  $\alpha$  und Drehzahl  $n$  herzuleiten.

### Winkelgeschwindigkeit $\omega$

$$\frac{d\omega}{dt} = \alpha(t) \quad | \int dt$$

$$\int \frac{d\omega}{dt} \cdot dt = \int \alpha(t) \cdot dt$$

$$\int d\omega = \int \alpha(t) \cdot dt$$

$$\omega(t) = \alpha(t) \cdot t + C_1$$

Am Anfang ist:  $t = 0$  und  $\omega = 0$

$$C_1 = 0$$

$$\underline{\underline{\omega(t) = \alpha(t) \cdot t}}$$

### Winkel $\varphi$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega(t) = \alpha(t) \cdot t \quad | \int dt$$

$$\int \frac{d\varphi}{dt} \cdot dt = \int \alpha(t) \cdot t \cdot dt$$

$$\int d\varphi = \int \alpha(t) \cdot t \cdot dt$$

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 + C_2$$

Am Anfang ist:  $t = 0$  und  $\varphi = \varphi_0$

$$\varphi_0 = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot 0^2 + C_2$$

$$C_2 = \varphi_0$$

$$\underline{\underline{\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 + \varphi_0}}$$

Für die Berechnung der Winkelbeschleunigung  $\alpha$  und Drehzahl  $n$  liegen folgende Werte zu Grunde:

Berechnung der Winkelbeschleunigung  $\alpha$  :

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 + \varphi_0$$

$$| \varphi_0 = 0^\circ$$

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2$$

| auf  $\alpha$  umstellen

$$\alpha_1 = \alpha(t = t_1) = \frac{2\varphi_1}{t_1^2}$$

Fortsetzung:

$$\alpha_1 = \frac{2 \frac{\pi}{6}}{(0,375 \text{ s})^2} = \frac{\pi}{3 \cdot (0,375 \text{ s})^2}$$

$$\underline{\underline{\alpha_1 = 7,447 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}}}$$

Berechnung der Drehzahl n:

$$\omega(t) = \alpha(t) \cdot t \Rightarrow \alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t} \quad \text{und} \quad \varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 \Rightarrow \alpha = \frac{2\varphi}{t^2}$$

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{t_1} = \frac{2\varphi_1}{t_1^2}$$

| auf  $n_1$  umstellen

$$n_1 = n_{\max} = \frac{\varphi_1}{\pi \cdot t_1}$$

$$n_{\max} = \frac{\frac{\pi}{6}}{\pi \cdot 0,375 \text{ s}} = \frac{1}{6 \cdot 0,375 \text{ s}}$$

$$n_{\max} = 0,4 \frac{1}{\text{s}} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} = 26,6 \frac{1}{\text{min}} \quad \underline{\underline{\quad \quad \quad}}$$

Vergleich von Ist-Wert und Soll-Wert laut Herstellerangaben:

$$n_{\max} \leq n_{\text{Motor}}$$

$$\underline{\underline{n_{\max} = 26,6 \frac{1}{\text{min}} < n_{\text{Motor}} = 28 \frac{1}{\text{min}}}}$$

Probe:

$$\int d\omega = \int \alpha(t) \cdot dt$$

$$\int d\varphi = \int \alpha(t) \cdot t \cdot dt$$

$$\omega(t) = \alpha(t) \cdot t + C_1 \quad | \quad t = 0 \text{ und } \omega = 0 \quad \varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 + C_2 \quad | \quad t = 0; \varphi = \varphi_0$$

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = \varphi_0 = 0^\circ$$

Fortsetzung:

$$\omega(t) = \alpha(t) \cdot t = 7,447 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \cdot 0,375 \text{ s}$$

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 = \frac{1}{2} \cdot 7,447 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \cdot (0,375 \text{ s})^2$$

$$\omega(t) = 2,79 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\hat{\varphi}(t) = 0,5236 \text{ rad}$$

$$\rightarrow n = \frac{\omega(t)}{2 \cdot \pi} = \frac{2,79 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{2 \cdot \pi} = \underline{\underline{0,4 \frac{1}{\text{s}}}}$$

$$\varphi^\circ(t) = \frac{\hat{\varphi} \cdot 180^\circ}{\pi} = \frac{0,5236 \text{ rad} \cdot 180^\circ}{\pi \cdot \text{rad}} = \underline{\underline{30^\circ}}$$

Anhand der theoretisch berechneten Drehzahl von  $n_{\text{max}} = 26,6 \frac{1}{\text{min}}$  des

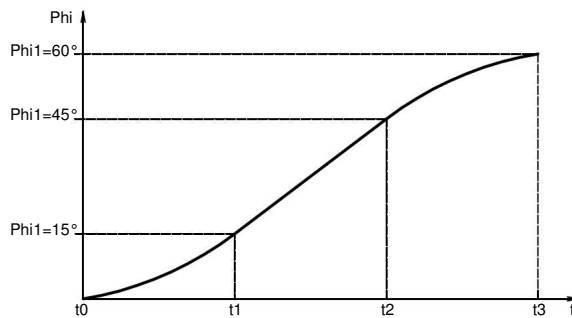
Antriebes ist zu erkennen, dass der Motor nahe der maximalen Drehzahl von

$n_{\text{Motor}} = 28 \frac{1}{\text{min}}$  läuft. Theoretisch gesehen ist dieser Antrieb grenzlastig und zu

95 % ausgelastet (Maximaldrehzahl = 28 1/min, das entspricht 100 %).

## 4.3.4 Trapezbetrieb

In diesem Kapitel wird die Trapezform als Bewegungsablauf der beliebigen Rotation untersucht. Dazu gelten folgende Bewegungsabläufe:

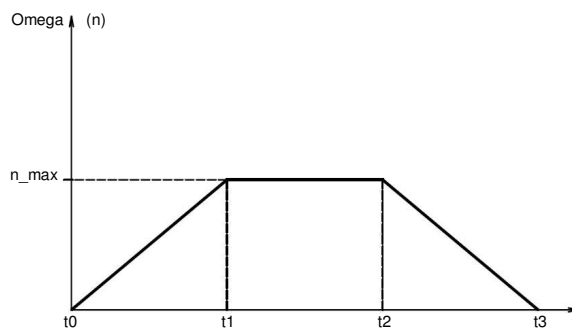


Drehwinkel  $\varphi$

$$\vec{\varphi} = \int_{t_0}^{t_1} \vec{\alpha}(t) \cdot t \cdot d(t)$$

$$\vec{\varphi} = \int_{t_1}^{t_2} [\vec{\alpha}(t) \cdot t + \omega_0] \cdot dt$$

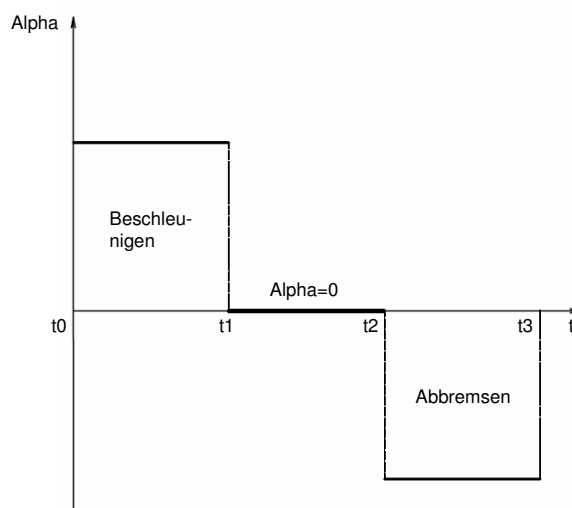
$$\vec{\varphi} = \int_{t_2}^{t_3} [\vec{\alpha}(t) \cdot t + \omega_0] \cdot dt$$



Winkelgeschwindigkeit  $\omega$

$$\vec{\omega} = \int_{t_0}^{t_1} \vec{\alpha}(t) d(t)$$

$$\vec{\omega} = \int_{t_1}^{t_2} [\vec{\alpha}(t) \cdot t + \omega_0] \cdot d(t)$$



Winkelbeschleunigung  $\alpha$

$$\vec{\alpha} = \frac{d \vec{\omega}}{dt} = \frac{d^2 \vec{\varphi}}{dt^2} = \alpha(t)$$

Da hier der erste Teil des Bewegungsablaufes mit dem ersten Abschnitt des Dreiecksbetrieb im Berechnungsansatz übereinstimmt, können die bereits bekannten Formeln  $\alpha = \alpha(t) = \frac{2\varphi}{t^2}$  und  $n = \frac{\varphi}{\pi \cdot t}$  aus 3.1 und mit  $t = t_1$  für die Berechnung der Winkelbeschleunigung und der Drehzahl im Punkt  $t_1$  verwendet werden. Für die optimierte Trapezform gilt folgende Faustregel:

- die Zeit dritteln und
- den Weg in einviertel, einhalb, einviertel teilen.

Dazu gelten in nachstehenden Berechnungen für den Abschnitt  $t_1$  folgende Werte:

$$\begin{aligned} - \varphi_1 &= \frac{1}{4} \cdot \varphi_{ges} = \frac{1}{4} \cdot 60^\circ = 15^\circ = \frac{\pi}{12} \\ - t_1 &= \frac{1}{3} \cdot t_{Schwenk} = \frac{1}{3} \cdot 0,750 \text{ s} = 250 \text{ ms} \end{aligned}$$

Winkelbeschleunigung  $\alpha$  :

Drehzahl  $n$ :

$$\begin{aligned} \alpha_1 = \alpha(t = t_1) &= \frac{2\varphi_1}{t_1^2} \\ \alpha_1 &= \frac{2 \cdot \frac{\pi}{12}}{(0,250 \text{ s})^2} = \frac{\pi}{6 \cdot (0,250 \text{ s})^2} \\ \alpha_1 &= 8,378 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_1 = n_{\max} &= \frac{\varphi_1}{\pi \cdot t_1} \\ n_{\max} &= \frac{\frac{\pi}{12}}{\pi \cdot 0,213 \text{ s}} = \frac{1}{12 \cdot 0,250 \text{ s}} \\ n_{\max} &= 0,3 \frac{1}{\text{s}} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} = 20 \frac{1}{\text{min}} \end{aligned}$$

Die maximale Winkelgeschwindigkeit, welche im Abschnitt  $t_1$  erreicht wird kann einerseits mit der Formel

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\max} \quad (1) \quad \text{oder mit} \quad \vec{\omega} = \int_{t_0}^{t_1} \vec{\alpha}(t) dt = \alpha(t) \cdot t + C_1 \quad (2)$$

bestimmt werden, wobei bei Gleichung (2) die Anfangsbedingungen berücksichtigt werden müssen.

Um den Verlauf des Graphen der Winkelgeschwindigkeit zu verdeutlichen wird mit der Gleichung (2) fortgefahren. Damit die unbekannte Größe  $C_1$  bestimmt werden kann, ist  $t_0 = 0$  und  $\omega_0 = 0$  zu setzen. Daraus ergibt sich:

$$\omega(t) = \alpha(t) \cdot t + C_1$$

$$0 = \alpha(t) \cdot 0 + C_1$$

$$\underline{C_1 = 0}$$

Setzt man nun das ermittelte  $C_1$  in die Gleichung (2) ein, erhält man die maximale Winkelgeschwindigkeit im Intervall  $0 \leq t_0 \leq t_1 = 250 \text{ ms}$ .

$$\underline{\underline{\omega(t) = \alpha(t) \cdot t = \alpha_1 \cdot t_1 = \omega_{\max}}}$$

Mit den dazugehörigen Werten erhält man dann

$$\omega_{\max} = \omega(t) = \alpha(t) \cdot t = \alpha_1 \cdot t_1 = 8,378 \frac{1}{s^2} \cdot 0,250 \text{ s} = \underline{\underline{2,095 \frac{rad}{s}}}.$$

Die zu berechnenden Werte in Abschnitt  $t_2$  werden wie folgt ermittelt. Da nach Ablauf des ersten Abschnittes ein Weg  $\varphi_0$  zurückgelegt wurde und eine Anfangsgeschwindigkeit  $\omega_0$  vorhanden ist, muß dies in der Berechnung für den zweiten Abschnitt berücksichtigt werden.

Für die Winkelgeschwindigkeit im Abschnitt  $t_2$  gilt folgende Beziehung:

$$\omega(t) = \alpha(t) \cdot t + C_1$$

Mit den Anfangsbedingungen  $\omega(t) = 2 \cdot \pi \cdot n$  und  $n = n_0 = n_{\max}$  sowie  $\alpha_0 = 0$  kann nun die Konstante  $C_1$  für den Abschnitt  $t_2$  ermittelt werden.

$$2 \cdot \pi \cdot n_0 = 0 \cdot t + C_1$$

$$| \text{ auf } C_1 \text{ umgestellt: } C_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_0 = \underline{\omega_0}$$

$$\underline{\underline{\omega(t) = \alpha(t) \cdot t + \omega_0}}$$



Nach Beendigung des Beschleunigungsvorgang im Abschnitt  $t_1$ , folgt der lineare Bewegungsablauf im Abschnitt  $t_2$  mit der Geschwindigkeit  $\omega(t) = \omega_0$ .

Das heißt die zu Beginn erreichte maximale Winkelgeschwindigkeit ist über den gesamten Zeitraum  $t_1$  bis  $t_2$  konstant. Um den Weg im Abschnitt  $t_2$  zu berechnen, muß folgende Gleichung integriert werden:

$$\omega(t) = \alpha(t) \cdot t + \omega_0$$

$$\int d\varphi = \int [\alpha(t) \cdot t + \omega_0] \cdot dt$$

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 + \omega_0 \cdot t + C_2$$

Mit den Anfangsbedingungen  $\varphi_0 = \frac{\pi}{6} = 30^\circ$ ,  $\alpha_0 = 0$  und  $\omega = \omega_0$  kann nun die Konstante  $C_2$  bestimmt werden.

$$\varphi_0 = \frac{1}{2} 0 \cdot t^2 + 2 \cdot \pi \cdot n_0 \cdot t + C_2$$

$$C_2 = \varphi_0 - 2 \cdot \pi \cdot n_0 \cdot t$$

$$C_2 = \frac{\pi}{6} - 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \frac{1}{s} \cdot 0,250 \text{ s} = \frac{\pi}{6} - \frac{\pi}{6} = 0$$

$$\underline{\underline{\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 + \omega_0 \cdot t}}$$

Anhand dieser Gleichung kann nun als Probe der gesamte Weg bis zum Zeitpunkt  $t_2$  berechnet werden.

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \alpha(t) \cdot t^2 + \omega_0 \cdot t$$

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \cdot 8,378 \frac{1}{s^2} \cdot (0,250 \text{ s})^2 + 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \frac{1}{s} \cdot 0,250 \text{ s} = \frac{\pi}{4} \text{ rad}$$

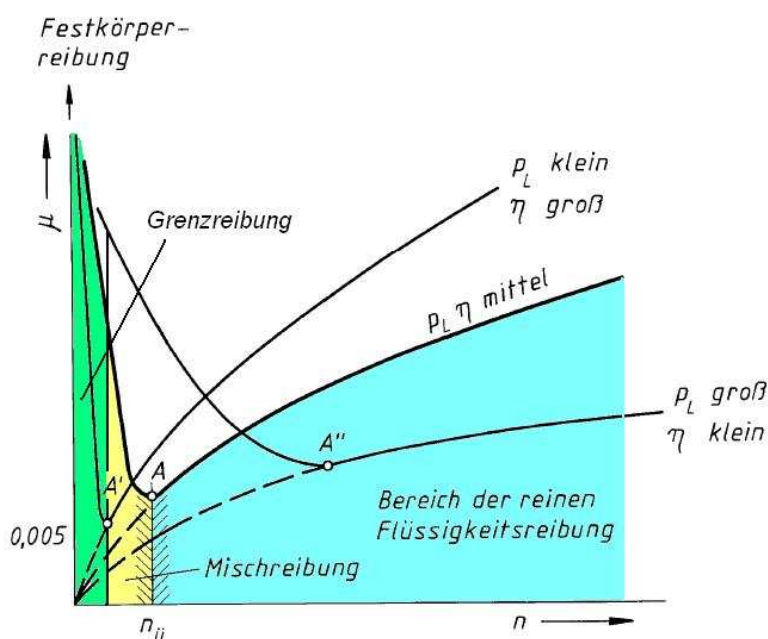
$$\underline{\underline{\varphi(t) = 45^\circ}}$$

Das Ergebnis von  $\varphi(t) = 45^\circ$  widerlegt somit die auf Seite 32 gestellte Regel.

Die theoretisch berechnete Drehzahl von  $n_{\max} = 20 \frac{1}{\min}$  zeigt, dass der Motor im oberen Drehzahlbereich läuft aber sich nicht im Grenzbereich befindet und somit der Antrieb zu 71,4 % ausgelastet ist (Maximaldrehzahl = 28 1/min, das entspricht 100 %).

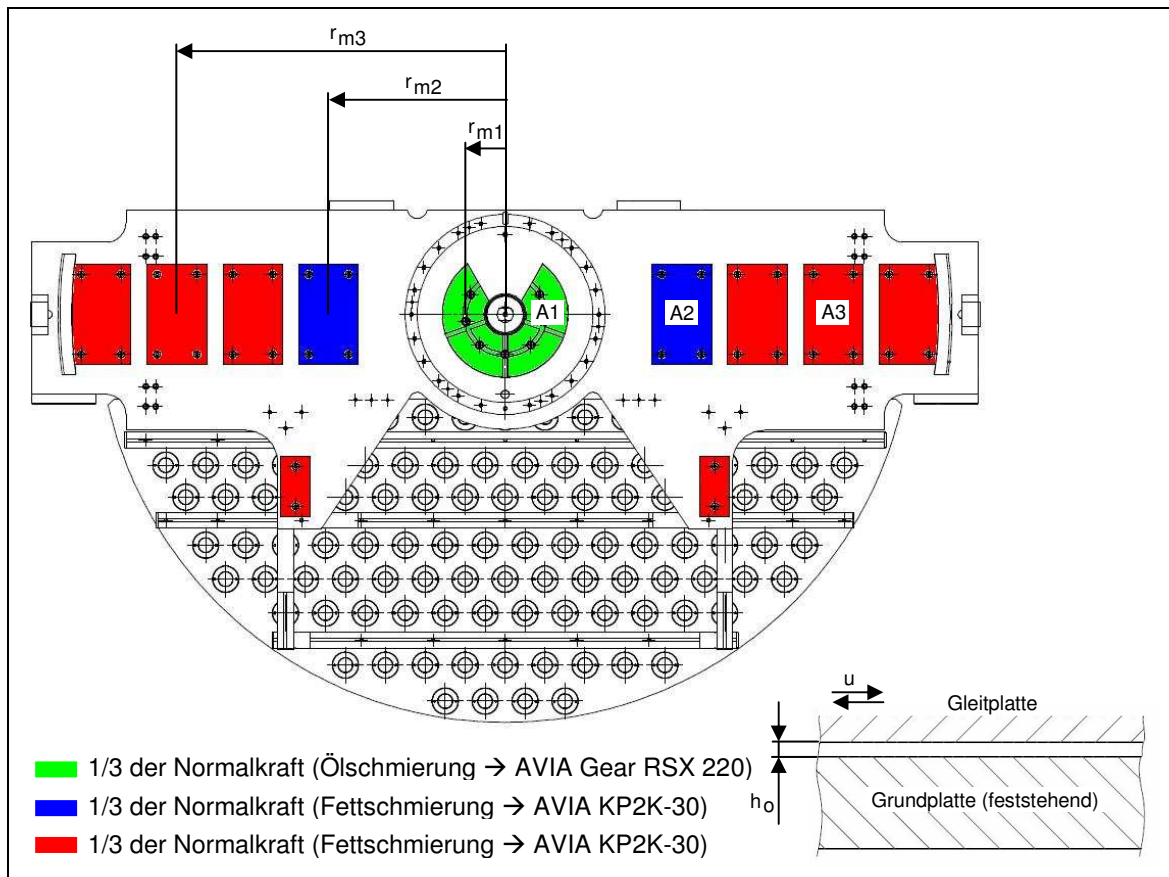
#### 4.3.5 Tribologie Antrieb Schwenkschnitt

Die Lagerung der Schwenkplatte mit der aufgesetzten Werkzeugkassette, welche mittels Spanner auf der Schwenkplatte fixiert wird, erfolgt über Gleitplatten mit eingearbeiteten Schmierstoffsegmenten (Graphit, Schmierstoffanteil 25-35%) der Firma Voestalpine Giesserei Linz GmbH. Diese Gleitplatten bestehen aus einer Kupfer-Zink-Legierung und ermöglichen einen Reibwert, unter Schmierung der Gleitelemente, von  $\mu = 0,05$ . Das Schmiermedium zwischen der Lagerringsegmentscheibe und der Grundplatte Schwenkschnitt ist ein Schmieröl (AVIA Gear RSX 220). Die restlichen Lagerplatten werden mit einem Schmierfett (AVIA KP2K-30) geschmiert. Die Art der Schmierung ist die so genannte hydrodynamische Schmierung. "Der Schmierstoff wird durch die Relativbewegung der Kontaktflächen zueinander in den sich verengenden Schmierpalt gefördert. Der Druck im Schmierstoff ist so hoch, dass die Kontaktflächen voneinander abgehoben werden" [13]. Anhand der Stribeck-Kurve ist zu sehen, wie sich die Reibungszahl gegenüber der Drehzahl bei jeweils gleich bleibender Flächenpressung und dynamischer Viskosität verhält.



**Abb. 23: Stribeck-Kurve (schematisch) [14]**

Die Lastverteilung auf die Gleitlager wurde in drei Abschnitte untergliedert. Ein Drittel der Last wird über die Ringscheibe (grün) in den Pressentisch abgeleitet. Ein weiteres Drittel wird über die rechteckigen Lagerplatten (blau) und das restliche Drittel der Last über die jeweils drei äußeren, sowie den zwei kleinen Lagerplatten (rot) in den Pressentisch abgeführt.



**Abb. 24: Grundplatte mit Gleitplatten**

In oben stehender Abbildung 24 sind noch einmal die einzelnen Teilbereiche farbig mit der entsprechenden Schmierung dargestellt. Im rechten unteren Bildbereich ist der Querschnitt schematisch abgebildet und die kleinste Schmierpalthöhe  $h_0$ , sowie die Gleitgeschwindigkeit  $u$  eingetragen.

In Abbildung 25 auf Seite 38 ist die Schwenkscheibe in isometrischer Darstellung mit zugehöriger Drehrichtung des Werkzeuges, sowie Lastrichtung zu sehen.

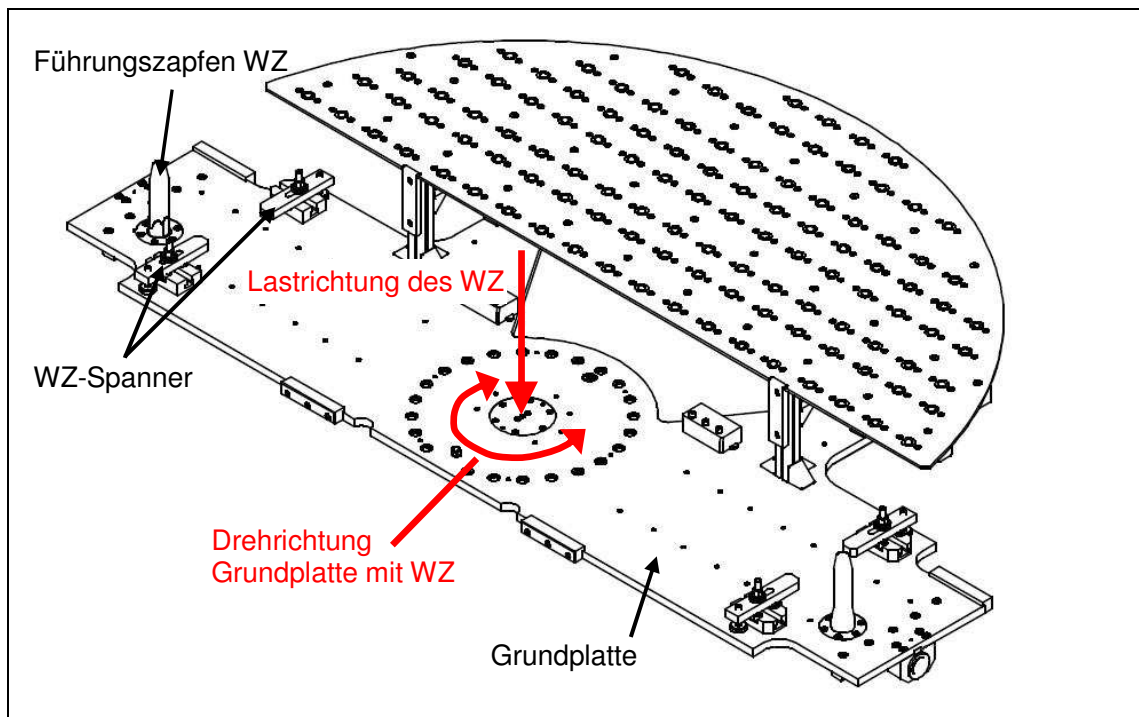


Abb. 25: Grundplatte in isometrischer Darstellung

### Gleitlagerberechnung – Axiallager:

Mittlere Flächenpressung:

Ausgangsformel:

$$p_{L\_i} = \frac{F_i}{A_{Last\_i}} \leq p_{L\_zul}$$

$$p_{L1} = \frac{F_1}{A_{Last\_1}} \quad \left| \quad F_1 = \frac{1}{3} \cdot F = \frac{1}{3} \cdot m \cdot g = \frac{1}{3} \cdot 1282,1 \, \text{kg} \cdot 9,81 \, \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right.$$

$$\left| \quad F_1 = 4192,5 \, \text{N} \right.$$

$$\left| \quad A_{Last\_1} = \frac{\pi \cdot \alpha}{360^\circ} \cdot (r_a^2 - r_i^2) = \frac{\pi \cdot 300^\circ}{360^\circ} \cdot (0,1565^2 - 0,052^2) \, \text{m}^2 \right.$$

$$\left| \quad A_{Last\_1} = 0,0570 \, \text{m}^2 \right.$$

$$p_{L1} = \frac{4192,5 \, \text{N}}{0,0570 \, \text{m}^2} = 73552,1 \, \frac{\text{N}}{\text{m}^2} < p_{L\_zul} = 5 \cdot 10^6 \, \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$p_{L2} = \frac{F_2}{A_{Last\_2}} \quad \left| \quad F_2 = F_1 = 4192,5 \, N \right.$$

$$\quad \left| \quad A_{Last\_2} = z_2 \cdot (a_{21} \cdot b_{21}) = 2 \cdot (0,25 \cdot 0,15) \, m^2 = 0,075 \, m^2 \right.$$

$$p_{L2} = \frac{4192,5 \, N}{0,075 \, m^2} = 55899,6 \frac{N}{m^2} < p_{Lzul} = 5 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$p_{L3} = \frac{F_3}{A_{Last\_3}} \quad \left| \quad F_3 = F_1 = 4192,5 \, N \right.$$

$$\quad \left| \quad A_{Last\_3} = z_{31} \cdot (a_{31} \cdot b_{31}) + z_{32} \cdot (a_{32} \cdot b_{32}) \right.$$

$$\quad \left| \quad A_{Last\_3} = 6 \cdot (0,25 \cdot 0,15) \, m^2 + 2 \cdot (0,15 \cdot 0,075) \, m^2 = 0,2475 \, m^2 \right.$$

$$p_{L3} = \frac{4192,5 \, N}{0,2475 \, m^2} = 16939,3 \frac{N}{m^2} < p_{Lzul} = 5 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Reibwert:

Ausgangsformel:

$$\mu_i = 3 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{eff\_i} \cdot u_{m\_i}}{p_{L\_i} \cdot b_i}}$$

$$\mu_1 = 3 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{eff\_1} \cdot u_{m\_1}}{p_{L\_1} \cdot b_1}} \quad \left| \quad \eta_{eff\_1} = 0,119 \frac{Ns}{m^2} \right.$$

→ aus TB15-9 (Roloff / Matek)

- ISO VG 220 für AVIA Gear RSX 220

-  $\vartheta_{eff} = 40^\circ C$

$$\quad \left| \quad u_{m1} = 2 \cdot \pi \cdot r_{m1} \cdot n_{Motor} \right.$$

$$\quad \left| \quad n_{Motor} = 0,41 / s \right.$$

$$\quad \left| \quad r_{m1} = r_i + \frac{r_a - r_i}{2} = 0,052 \, m + \frac{0,1575 \, m - 0,052 \, m}{2} \right.$$

$$\quad \left| \quad r_{m1} = 0,10475 \, m \right.$$

$$| \quad u_{m1} = 2 \cdot \pi \cdot 0,10475 \, m \cdot 0,4 \, 1/s = 0,2925 \, m/s$$

$$| \quad b_1 = r_a - r_i = 0,1575 \, m - 0,052 \, m = 0,1055 \, m$$

$$\mu_1 = 3 \cdot \sqrt{\frac{0,119 \frac{Ns}{m^2} \cdot 0,2925 \frac{m}{s}}{73552,1 \frac{N}{m^2} \cdot 0,1055 \, m}} = \underline{0,0064}$$

$$\mu_2 = 3 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{eff-2} \cdot u_{m-2}}{p_{L-2} \cdot b_2}} \quad | \quad \eta_{eff-2} = \nu \cdot \rho = 1,1 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s} \cdot 890 \frac{kg}{m^3} = 0,0979 \frac{Ns}{m^2}$$

$$\rightarrow \rho = 890 \frac{kg}{m^3} \quad \text{Dichte vom Grundöl (Firma Siebert)}$$

$$\rightarrow \nu = 110 \frac{mm^2}{s} = 1,1 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s} \quad \text{kinematische Viskosität}$$

(Firma Siebert)

$$| \quad u_{m2} = 2 \cdot \pi \cdot r_{m2} \cdot n_{Motor}$$

$$| \quad r_{m1} = 0,442 \, m$$

$$| \quad u_{m1} = 2 \cdot \pi \cdot 0,442 \, m \cdot 0,4 \, 1/s = 1,2342 \, m/s$$

$$| \quad b_2 = 0,15 \, m$$

$$\mu_2 = 3 \cdot \sqrt{\frac{0,0979 \frac{Ns}{m^2} \cdot 1,2342 \frac{m}{s}}{55899,6 \frac{N}{m^2} \cdot 0,15 \, m}} = \underline{0,011}$$

$$\mu_3 = 3 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{eff-3} \cdot u_{m-3}}{p_{L-3} \cdot b_3}} \quad | \quad \eta_{eff-3} = \eta_{eff-2} = 0,0979 \frac{Ns}{m^2}$$

$$| \quad u_{m3} = 2 \cdot \pi \cdot r_{m3} \cdot n_{Motor}$$

$$| \quad r_{m1} = 0,822 \, m$$

$$| \quad u_{m1} = 2 \cdot \pi \cdot 0,822 \, m \cdot 0,4 \, 1/s = 2,2952 \, m/s$$

$$| \quad b_3 = b_2 = 0,15 \, m$$

$$\mu_3 = 3 \cdot \sqrt{\frac{0,0979 \frac{Ns}{m^2} \cdot 2,2952 \frac{m}{s}}{16939,3 \frac{N}{m^2} \cdot 0,15 m}} = 0,028$$

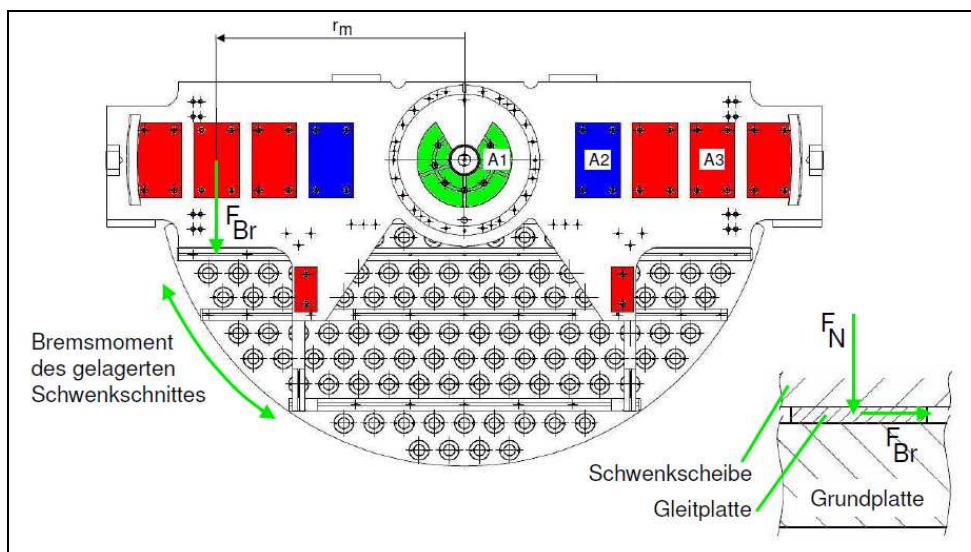
Reibmoment:

Bei der Berechnung des Reibmoments gelten folgende Massen:

**Tabelle 8: Massen und der Schwenkschnittgeneration II**

Bezeichnung	Massen
Bogenschnitt	879,3 kg
Gegenlagerbrücke	33,7 kg
Schwenkplatte	136,8 kg
Kugelplatte	75,8 kg
Distanzhülse	112,2 kg
Momentring	44,3 kg
$\sum m_i$	<b>1282,1 kg</b>

Des Weiteren liegt folgende Skizze zugrunde.



**Abb. 26: Darstellung der Kräfte für die Berechnung von  $M_{\text{Reib}}$**



In folgenden Berechnungen wird der Läufer des Motors vernachlässigt und geht somit nicht in die Berechnung mit ein.

Da das Flächenintegral  $\int dA$  der Berührungsflächen (= Reibflächen) beider Körper gleich ist, gilt für die Reibkraft folgende Beziehung:

$$\int dF_{\text{Reib}} = \mu \int dF_N \quad | \quad F_N = F_G = m \cdot g$$

$$\int dF_{\text{Reib}} = \mu \cdot g \int dm$$

$$F_{\text{Reib}} = \mu \cdot m \cdot g$$

Daraus ergibt sich für das Reibmoment

$$M_{\text{Reib}} = F_{\text{Reib}} \cdot r_m$$

$$M_{\text{Reib}} = \mu \cdot m \cdot g \cdot r_m \quad | \quad \mu = \mu_3 = 0,028$$

$$| \quad m = 1282,1 \text{ kg}$$

$$| \quad r_m = 0,822 \text{ m}$$

$$M_{\text{Reib}} = 0,028 \cdot 1282,1 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,822 \text{ m}$$

$$\underline{M_{\text{Reib}} = 289,5 \text{ Nm}}$$

Mit den vom Hersteller angegebenen Reibwert der Gleitplatten von  $\mu = 0,05$  ergibt sich folgendes Reibmoment.

$$M_{\text{Reib}} = 0,05 \cdot 1282,1 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,822 \text{ m}$$

$$\underline{M_{\text{Reib}} = 516,9 \text{ Nm}}$$

Wie schon bereits erwähnt sind Gleitplatten der Firma Voestalpine Giesserei Linz GmbH im Schwenkschnitt montiert. Der berechnete Höchstwert für die Reibung im äußeren Bereich (rot markierte Gleitplatten) liegt unterhalb des angegebenen Wertes von  $\mu = 0,05$ . Das beruht darauf, dass theoretisch ermittelte Reibwerte mit idealisierten Formeln berechnet werden. Die Reibungszahl  $\mu$  hängt hauptsächlich von folgenden Faktoren ab, wie

- der Werkstoffpaarung
- dem Schmierstoff
- dem Reibungszustand und
- der Reibungsart

Weitere beeinflussende Faktoren sind:

- Oberflächenbeschaffenheit (Toleranzangaben)
- die Normalkraft
- die Temperatur sowie
- die Gleitgeschwindigkeit oder Drehzahl → bei kleinen Geschwindigkeiten unabhängig

Bei der Normalkraft ist zu sagen, dass diese sich mit der Reibzahl proportional verhalten, wie folgende Gleichung zeigt.

$$\mu = \frac{F_{\text{Reib}}}{F_N}$$

Die Temperatur beeinflusst die Viskosität des Schmierstoffes, d. h. seine Konsistenz

(z. B. flüssig oder zähflüssig) und bestimmt somit die Gleiteigenschaft zwischen den Kontaktflächen. Anhand Tabelle 9 auf nachfolgender Seite ist gut zu sehen, welchen Einfluss die Werkstoffpaarung auf den Gleitreibungskoeffizient hat.

**Tabelle 9: Richtwerte für Haftreibungskoeffizient  $\mu_0$  und Gleitreibungskoeffizient  $\mu$  [15]**

Materialpaarung	Haftungskoeffizient $\mu_0$		Gleitreibungskoeffizient $\mu$	
	trocken	geschmiert	trocken	geschmiert
Stahl auf Stahl	0,15 ... 0,3	0,1 ... 0,12	0,10 ... 0,12	0,04 ... 0,07
Stahl auf Grauguss	0,18 ... 0,2	0,1 ... 0,2	0,15 ... 0,2	0,05 ... 0,1
Stahl auf Bronze	0,18 ... 0,2	0,1 ... 0,2	0,15 ... 0,2	0,05 ... 0,1
Grauguss auf Grauguss	0,2 ... 0,3	0,1 ... 0,15	0,15 ... 0,25	0,02 ... 0,1
Leder auf Metall	0,3 ... 0,5	0,16	0,3	0,15
Holz auf Metall	0,6 ... 0,7	0,11	0,4 ... 0,5	0,10
Holz auf Holz	0,4 ... 0,6	0,16	0,2 ... 0,4	0,08
Gummi auf Asphalt	0,7 ... 0,8		0,5 ... 0,6	

Ein erheblicher Aspekt spielt auch die Art des Schmierstoffes, dabei ist zu unterscheiden in

- Schmieröle (biogene, mineralische und synthetische Öle)
- Schmierfette
- Festschmierstoffe
- Schmierpasten
- Gleitlacke
- Schmierwachse

Bei den einzelnen Schmierstoffarten ist es die Viskosität und wie beispielsweise bei Schmierfetten die Art und Konzentration der Anteile aus denen sich das Fett zusammensetzt (Grundöl, Eindicker, Additive). Bei der Unterscheidung der Reibungszustände ist auf die Stribeck-Kurve, wie sie in Abbildung 23 auf Seite 36 zusehen ist, zurückgegriffen. Dabei wird in Haftreibung bei  $v = 0$  bzw.  $n = 0$ , Grenzreibung, Mischreibung und reine Flüssigkeitsreibung unterschieden.

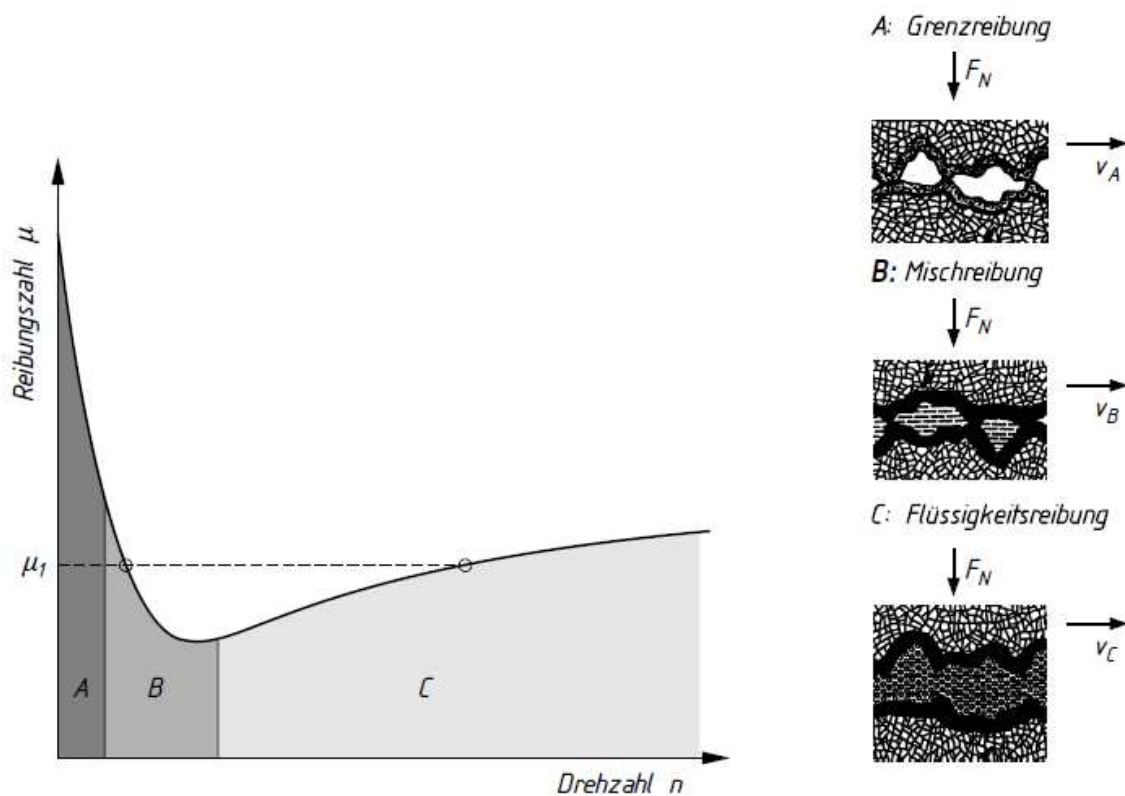


Abb. 27: Reibungszustände eines hydrodynamisch geschmierten Radialgleitlagers [16]

Ein weiterer Gesichtspunkt ist die Unterscheidung der einzelnen Reibungsarten, welche in folgende Kategorien untergliedert sind

- a) Gleitreibung
- b) Rollreibung
- c) Bohrreibung und
- d) Wälzreibung

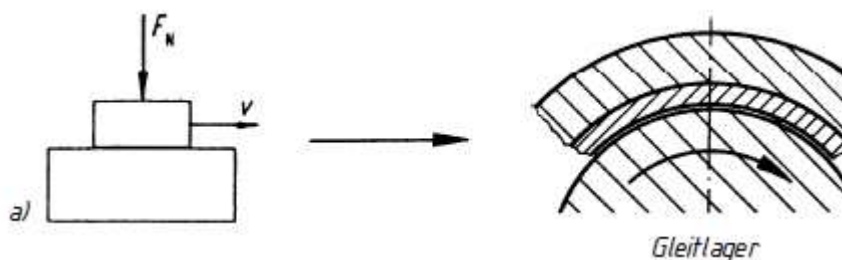
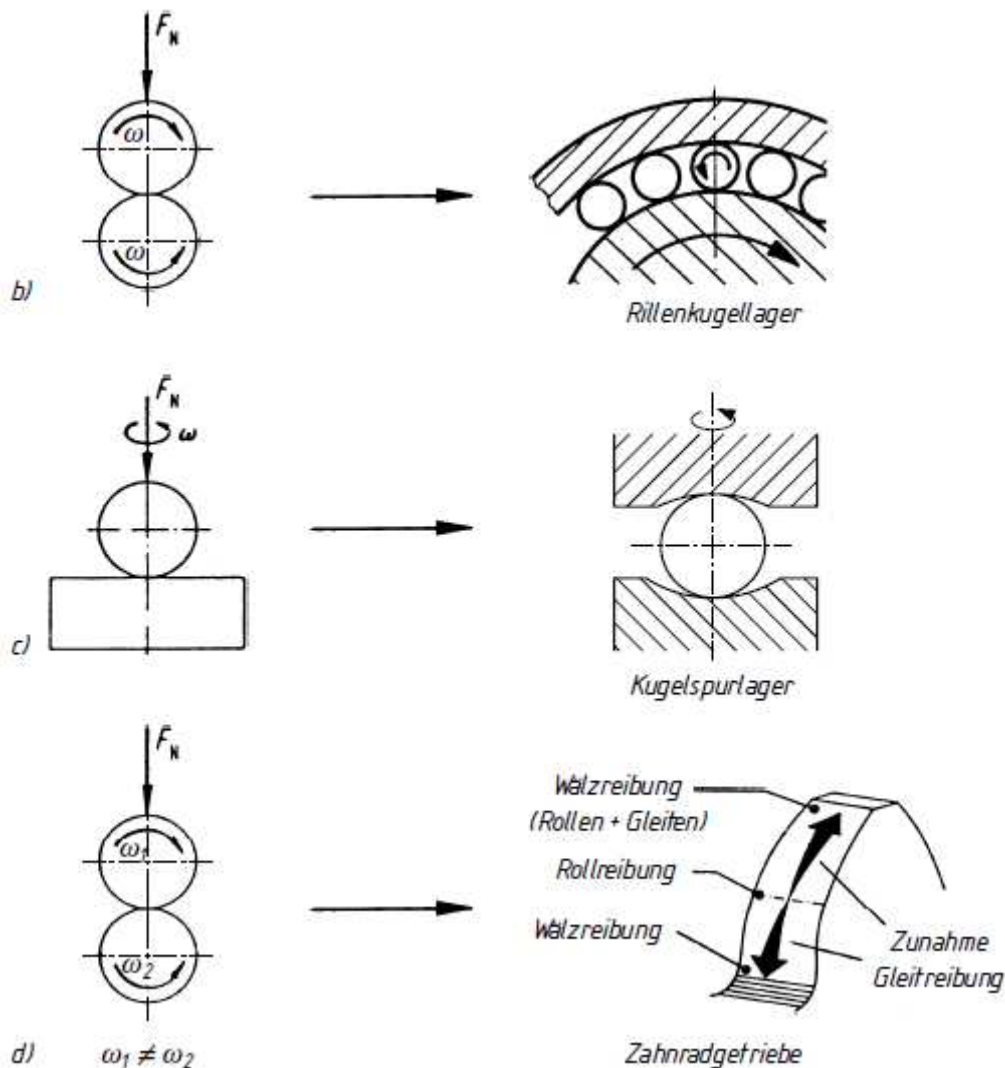


Abb. 28: Reibungsarten [17]



**Abb. 29: Reibungsarten [18]**

All diese Faktoren tragen dazu bei die Reibungszahl zu beeinflussen. In der Praxis spielt vor allem auch die Oberflächenbeschaffenheit durch Ebenheit und Rauheit (Toleranzangaben) der einzelnen Bauelemente eine sehr wichtige Rolle. Kleine Ebenheitsabweichungen über große Distanzen können erhebliche Veränderungen im Reibverhalten hervorrufen. Um einen genauen Wert zu erhalten, wird dies meist experimentell anhand von Messungen durchgeführt. Mit Hilfe der ermittelten Reibmomente kann dann rechnerisch auf die Reibzahl zurückgegriffen werden.

Die Folge der Flächenunebenheiten kann ein Vielfaches der Reibwerte verursachen, was einen erheblichen Einfluss auf die theoretischen Berechnungen zur Folge hat.

### 4.3.6 Berechnung der Antriebsmomente

Nach der Ermittlung der Drehzahl und Winkelbeschleunigung beider Antriebsformen (Dreieck- und Trapezbetrieb) im Kapitel 4.3.3 und 4.3.4, sowie die Berechnung der Reibmomente im Kapitel 4.3.5, kann nun das Antriebsmoment des Motors berechnet werden.

Bei der Berechnung des Antriebsmoments gelten folgende Trägheitsmomente, dabei wird das Trägheitsmoment des Läufers vom Motor vernachlässigt:

**Tabelle 10: Trägheitsmomente der Schwenkschnittgeneration II**

Bezeichnung	Massenträgheitsmoment
Geradschnitt	488,2 kgm <sup>2</sup>
Gegenlagerbrücke	8,1 kgm <sup>2</sup>
Schwenkplatte	70,7 kgm <sup>2</sup>
Kugelplatte	39,7 kgm <sup>2</sup>
Distanzhülse	4,3 kgm <sup>2</sup>
Momentring	2,4 kgm <sup>2</sup>
$\sum_i J_i$	<b>613,4 kgm<sup>2</sup></b>

Des Weiteren gehen folgende, bereits ermittelte, Werte in die Berechnung ein:

Winkelbeschleunigung Dreieckbetrieb:  $\alpha_1 = 7,447 \frac{rad}{s^2}$

Winkelbeschleunigung Trapezbetrieb:  $\alpha_1 = 8,378 \frac{rad}{s^2}$

Reibmoment bei Fettschmierung:  $M_{Reib} = 516,9 Nm$

Das maximale Nennmoment des Antriebes wird folgendermaßen berechnet.

$$M_{\max} = M_A + M_{Reib} \quad \left| \quad M_A = \sum_i J_i \cdot \alpha_1 \right.$$

$$M_{\max} = J_i \cdot \alpha_1 + M_{Reib}$$

**Tabelle 11: Berechnung der max. Nennmomente**

<b>Dreieckbetrieb</b>	<b>Trapezbetrieb</b>
<p>Antriebsmoment:</p> $M_A = \sum_i J_i \cdot \alpha_1$ $M_A = 613,4 \text{ kgm}^2 \cdot 7,447 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = \underline{4568 \text{ Nm}}$	<p>Antriebsmoment:</p> $M_A = \sum_i J_i \cdot \alpha_1$ $M_A = 613,4 \text{ kgm}^2 \cdot 8,378 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = \underline{5139,1 \text{ Nm}}$
<p>Nennmoment:</p> $M_{\max} = M_A + M_{\text{Reib}}$ $M_{\max} = 4568 \text{ Nm} + 516,9 \text{ Nm} = \underline{\underline{5084,9 \text{ Nm}}}$	<p>Nennmoment:</p> $M_{\max} = M_A + M_{\text{Reib}}$ $M_{\max} = 5139,1 \text{ Nm} + 516,9 \text{ Nm} = \underline{\underline{5656 \text{ Nm}}}$
<p>Vergleich von Ist-Wert und Soll-Wert bei 90% Auslastung des Motors:</p> $M_{\text{Antrieb}}^{\max} \leq 0,9 \cdot M_{\text{Motor}}^{\max}$ $\underline{5084,9 \text{ Nm} < 0,9 \cdot 8570 \text{ Nm} = 7713 \text{ Nm}}$	<p>Vergleich von Ist-Wert und Soll-Wert bei 90% Auslastung des Motors:</p> $M_{\text{Antrieb}}^{\max} \leq 0,9 \cdot M_{\text{Motor}}^{\max}$ $\underline{5656 \text{ Nm} < 0,9 \cdot 8570 \text{ Nm} = 7713 \text{ Nm}}$
<p>Tatsächliche Auslastung des Motors:</p> $\frac{100 \% \cdot 5084,9 \text{ Nm}}{8570 \text{ Nm}} = \underline{\underline{59,3 \%}}$	<p>Tatsächliche Auslastung des Motors:</p> $\frac{100 \% \cdot 5656 \text{ Nm}}{8570 \text{ Nm}} = \underline{\underline{66 \%}}$

Die hier ermittelten Antriebsmomente des Schwenkschnittes beruhen auf einem idealisierten System. Die tatsächlichen Werte können nur anhand von Messungen während des Betriebes beim Schwenkschnitt durchgeführt werden. Aufgrund der genannten Einflussfaktoren der Reibung, wie sie im Kapitel 4.3.5 (Tribologie Antrieb Schwenkschnitt) beschrieben wurden, sind Abweichungen zwischen Theorie und Praxis kaum vermeidbar. Die theoretische Berechnung hat eine Auslastung von etwa 66 Prozent ergeben, die tatsächliche Belastung in der Praxis lag annähernd an 100 Prozent.

## 5 Varianten-Vergleich geeigneter elektrischer Antriebe

### 5.1 Recherche und Auswahl geeigneter elektrischer Antriebe

Bei der Auswahl für den nachfolgenden Varianten-Vergleich bezog sich die Konzentration der Recherche auf folgende Auswahlkriterien:

#### **technische Kriterien:**

- maximales Antriebsmoment
- Schaltzeit
- Torsionsspiel / Positioniergenauigkeit
- konstruktive Einbauhöhe (ca. 650 mm) bzw. Einbauvolumen

#### **wirtschaftliche Kriterien:**

- Kosten → Entwicklungskosten, Herstellungskosten, Betriebskosten
- Wirkungsgrad
- Lebensdauer (Wartungsbedarf, Störanfälligkeit → Anlagenverfügbarkeit)

Anhand dieser Auswahlkriterien der zu untersuchenden Antriebe, ergab die Recherche folgende Zusammenstellung:

**Tabelle 12: Antriebe für Varianten-Vergleich**

	<b>rotatorischer Direktantrieb</b>
V1	Einbau-Torque-Motor
	<b>Getriebe-Motor-Kombination</b>
V2	Planetengetriebe in Kombination mit einem Riementrieb
V3	Planetengetriebe
V4	Gleitkeilgetriebe (Harmonik Drive Getriebe)
V5	Exzentergetriebe (Zykloidgetriebe)

Im anschließenden Kapitel sollen zunächst die einzelnen Antriebsvarianten in Aufbau und Funktionsweise näher beschrieben werden.



## 5.2 Aufbau und Funktionsweise der Antriebe

### 5.2.1 Rotatorischer Direktantrieb - Torquemotor

#### 5.2.1.1 Allgemeines zu Torquemotoren

Ein Torquemotor (torque (engl.) = Drehmoment) ist ein rotatorischer Antriebsmotor und zählt zu den Direktantrieben. Diese Motoren sind speziell für niedrige Antriebsdrehzahlen konzipiert, erzeugen ein sehr hohes Drehmoment und weisen eine ebenso hohe Drehmomentsteifigkeit auf. Bei der Gegenüberstellung des Rotationsmotor mit einem Linearmotor, wie in Abbildung 30 zu sehen ist, wird deutlich, dass dieser der „Aufwicklung“ eines translatorischen Antriebes entspricht.

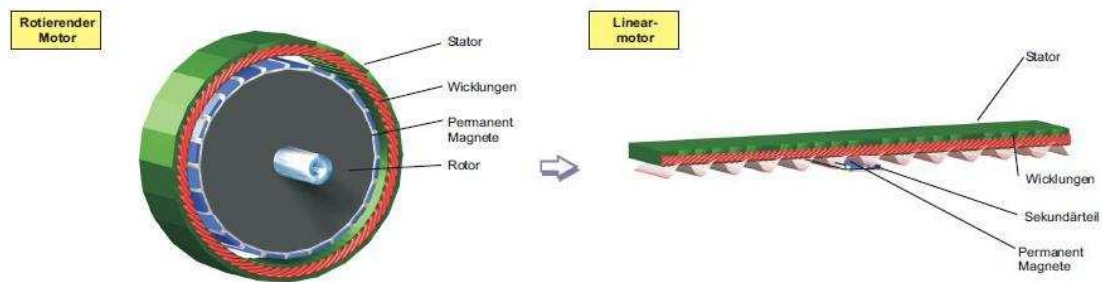


Abb. 30: Aufbau von Rotationsmotor und Linearmotor [19]

Torquemotoren basieren auf dem Prinzip des hochpoligen, permanenterregten Drehstrom-Synchronmotor. D.h. bei steigender Polpaarzahl sinkt die Drehzahl, wie folgende Tabelle zeigt.

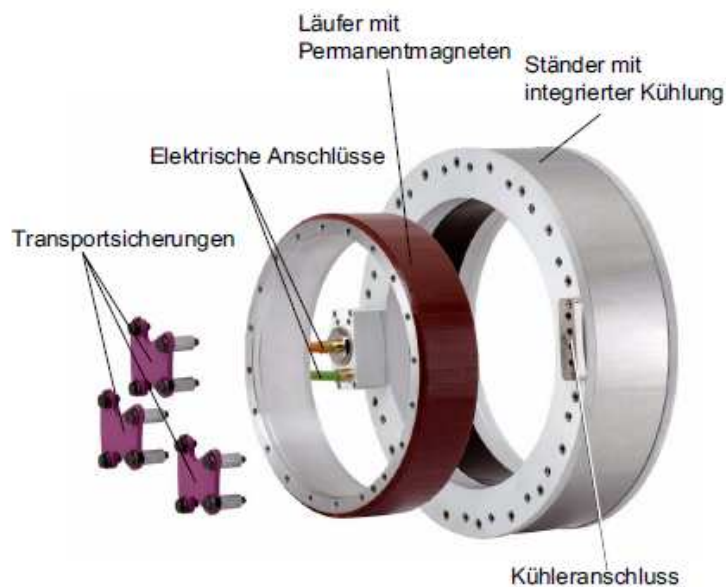
Tabelle 13: Polpaarzahl und Drehzahl von Synchronmotoren

Formel	Polpaarzahl	Drehzahl
$n = \frac{f}{p} \cdot 60 \frac{s}{\min}$ mit $f = 50 \text{ Hz}$ Netzfrequenz	2	1500 1/min
	4	750 1/min
	6	500 1/min
	8	375 1/min
	100	30 1/min

Aufgrund der Bereitstellung von hohen Drehmomenten bei vergleichbaren kleinen Drehzahlen finden Torquemotoren beispielsweise in:

- der Robotertechnik im Automobilbereich
- der Presstechnik bei Schwenkschnitten
- Spritzgussmaschinen als Schneckenantriebe bzw.
- in Extruderanlagen
- Druckmaschinen
- etc.

ihren seit Jahren bewehrten Einsatz.



**Abb. 31: Motorkomponenten der Baureihe 1FW6 von SIEMENS mit integrierter Kühlung [20]**

### 5.2.1.2 Aufbau des Schwenkantriebes der Schwenkschnittgeneration II

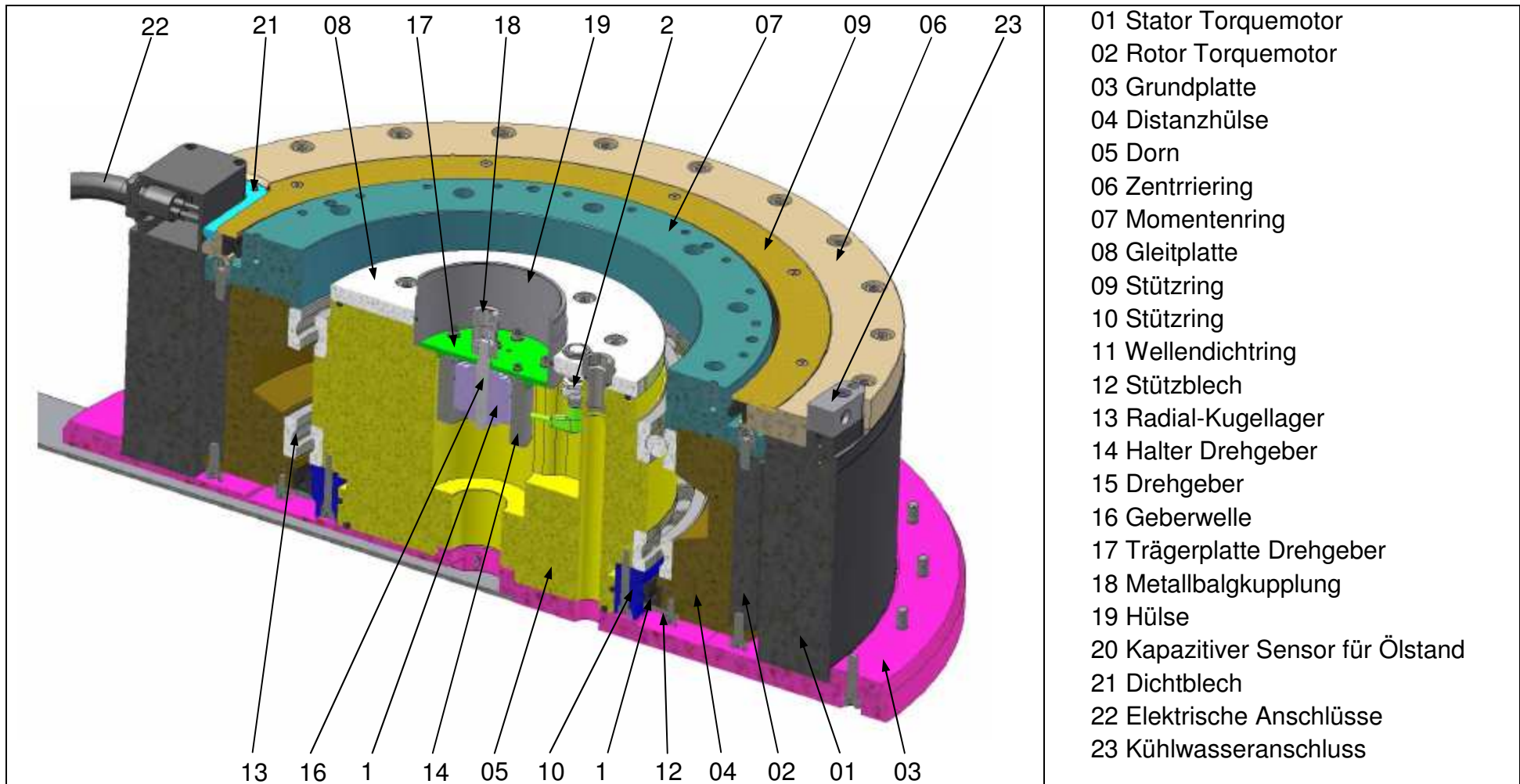


Abb. 32: Schwenkantrieb mit Einbau-Torquemotor (bisherige Ausführung)

Der Stator (01) des Torquemotors ist auf die Grundplatte (03) aufgeschraubt. Ebenso der Dorn (05), welcher sich im Zentrum des Antriebes befindet, wird ebenfalls mit der Grundplatte verschraubt. Mit ihm beginnt die Montage und trägt dazu bei einen Teil der Presskraft in den Werkzeuggestisch der Presse abzuleiten. Als Gleitelement zwischen Schwenkplatte und Dorn dienen Gleitplatten (08), welche aus einer Kupfer-Zinn-Legierung (Bronze) mit eingearbeiteten Grafitstiften für die Selbstschmierung bestehen. In den vorgesehenen Bohrungen werden das Drehgebersystem (14 – 18) und der kapazitive Sensor (20) für die Überwachung des Ölstandes im Antrieb montiert. Das erzeugte Drehmoment des Torquemotors wird über den Momentenring (07) und Distanzhülse (04) an die Schwenkscheibe, auf dieser das Schneidwerkzeug befestigt ist, weitergeleitet. Damit der Rotor (02) mit den daran befestigten Momentenring und Distanzhülse sich frei drehen kann, bilden zwei Radial-Kugellager (13) eine Verbindung zwischen Dorn und Distanzhülse. Diese werden zum einen durch den Momentenring und zum anderen durch einen Stützring gegen axialen Versatz gesichert. Um einerseits im Inneren an der unteren Seite des Antriebes das Ölaustreten zu verhindern, ist dies mit einem Wellendichtring, welcher durch ein Stützblech gesichert ist, abgedichtet. Im oberen Bereich des Antriebes befindet sich ein Zentrierring (06), und ein weiterer Wellendichtring sowie Stützblech, welche gewährleisten, dass kein Abrieb von den Gleitplatten in den Antrieb hinein gelangen und zwischen Stator und Rotor des Motors geriet.

Die Überwachung des Schwenkwinkels  $\varphi$  wird über einen absoluten Drehgeber mit Hohlwelle gewährleistet. Die Verbindung zwischen Schwenkplatte und Drehgeber wird mittels einer Geberwelle (16) und einer Metallbalgkupplung (18) hergestellt. Die elektrische Speisung des Antriebes erfolgt über den elektrischen Anschluss (22). Die Zufuhr des Kühlmediums, welches durch den Mantel des Stators geleitet wird, um den Motor zu kühlen, wird über den Kühlwasseranschluss (23) gewährleistet. Der gesamte Schwenkantrieb ist mit der Gussplatte des Schwenkschnittes verschraubt und kann bei auftretenden Wartungen komplett entnommen werden.

## 5.2.2 Servoantriebe mit Getriebe

### 5.2.2.1 Planetengetriebe mit Riementrieb

Ein Antriebsprinzip für einen herkömmlichen Schwenkschnitt ist beispielsweise die Übertragung des aufzubringenden Drehmomentes über einen Riemenantrieb (dieses Prinzip wird heute immer noch verwendet). Der Aufbau setzt sich aus den Komponenten:

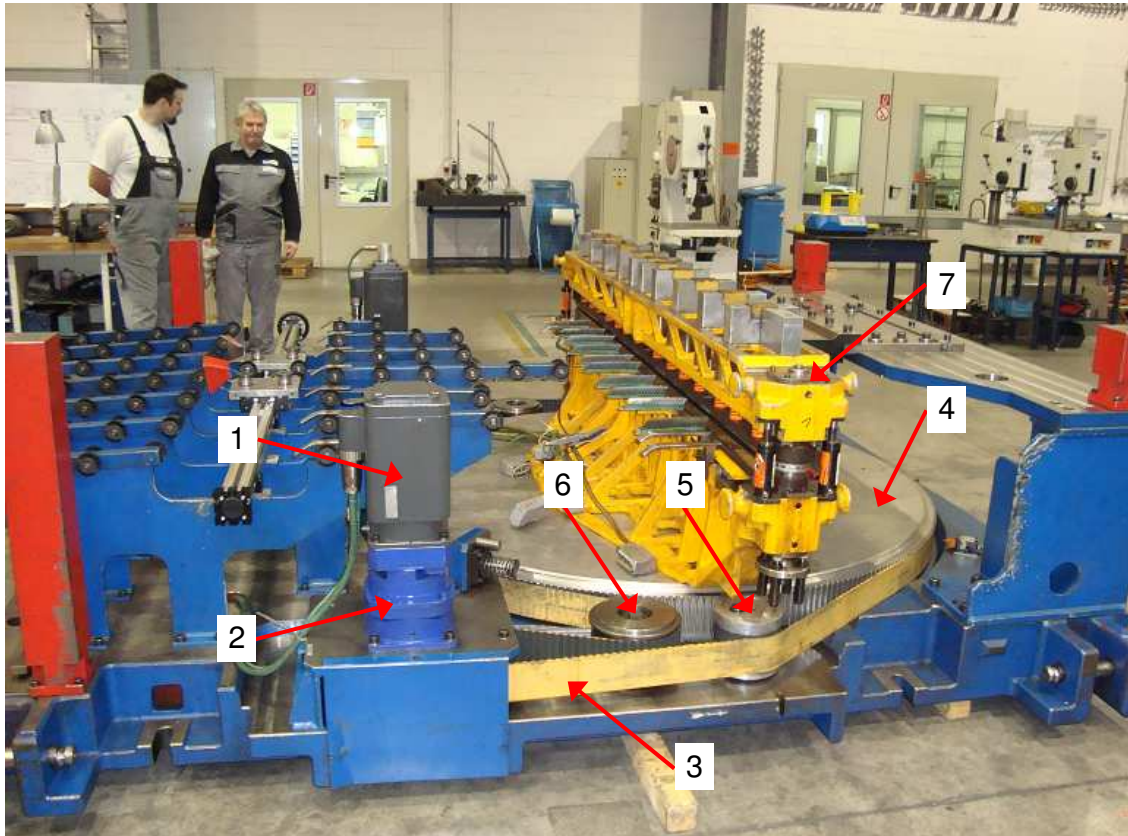
- Drehstrom-Servomotor (1)
- Planetenradgetriebe (2)
- Zahnriemen (3)
- Antriebsscheibe (=Zahnriemenscheibe aus Aluminium) (4)
- Stützrollen (5) und Spannrollen (6)
- Schneidwerkzeugkassette (7)

zusammen. Bei diesem Antriebsprinzip sind folgende Pressenhubzahlen bei einer Positioniergenauigkeit von 30' erreichbar:

**Tabelle 14: Gegenüberstellung des max. Schwenkwinkelbereichs und der max. Pressenhubzahl der SSG I**

max. Schwenkwinkelbereich	max. Pressenhubzahl
bis $\pm 30^\circ$	25 Hub/min
bis $\pm 25^\circ$	30 Hub/min
bis $\pm 20^\circ$	40 Hub/min
bis $\pm 15^\circ$	45 Hub/min
bis $\pm 10^\circ$	55 Hub/min

Auf nachfolgender Seite ist ein Schwenkschnitt der ersten Generation (BJ 1999) der Firma H&T ProduktionsTechnologie mit den oben genannten Komponenten abgebildet.



**Abb. 33: Schwenkschnitt mit Riemenantrieb von H&T (SSG I)**

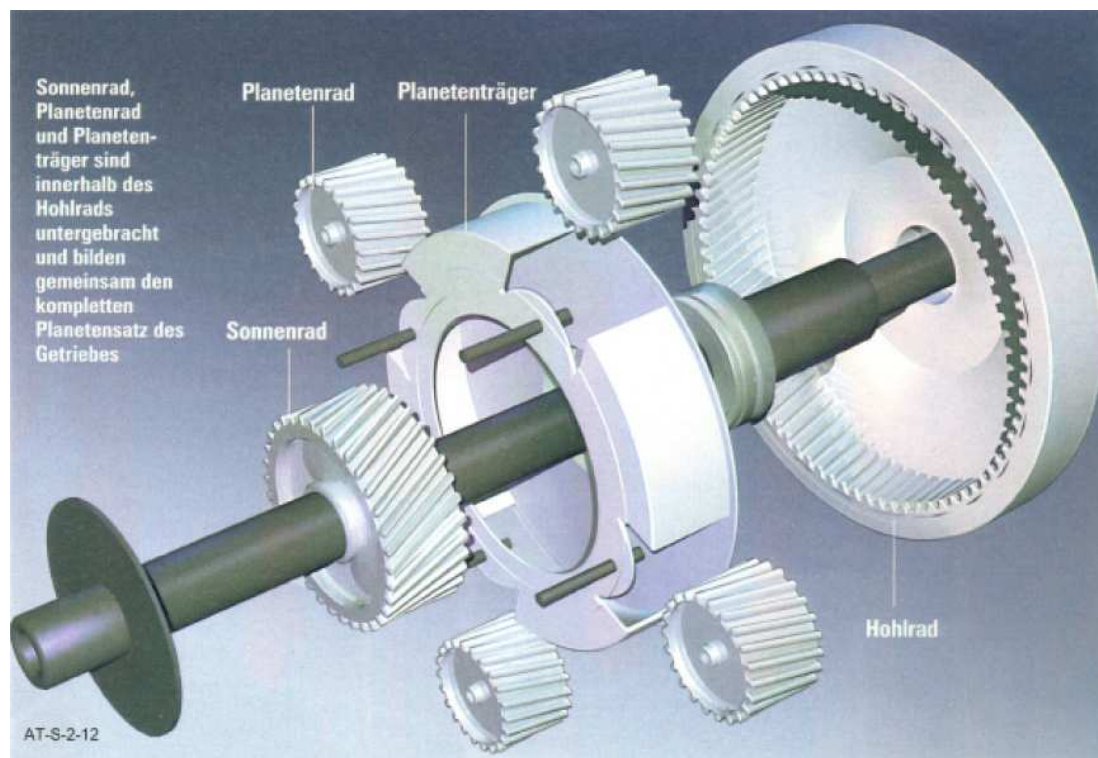
Dieses Antriebsprinzip ist im Aufbau sehr ausladend und umfangreich. Meist kommen je zwei gegenüber angeordnete Drehstrom-Servomotoren nach dem Master-Slave-Prinzip in Verbindung mit einer CNC-Steuerung und Planetenradgetriebe zum Einsatz, welche über einen Zahnriemen die Antriebsscheibe (=Zahnriemenscheibe aus Aluminium) antreiben. Beim Master-Slave-Prinzip ist der Master mit einem absoluten bzw. inkrementalen Drehwertgeber verbunden, der dem Motor ein Feedback über die Position des gesamten Antriebssystems gibt. Der Slaver hat im Antriebssystem die Aufgabe der Drehmomentunterstützung im Bezug zum Master und erhält über ein gemeinsames Bussystem vom Master den notwendigen Drehmomentsollwert. Das vom Motor bereitgestellte Drehmoment wird mit Hilfe der Untersetzung des Planetenradgetriebes erhöht. An der Ausgangsseite des Getriebes ist ein Zahnrad angebracht, welches das untersetzte Drehmoment über einen Zahnriemen an die Antriebsscheibe weiter leitet. Die Antriebsscheibe ist über einen Dorn mit dem Schwenkschneidwerkzeug verbunden und überträgt somit die auszuführende Drehbewegung.

Damit nicht nur die Montage des Zahnriemen erleichtert wird, sondern auch ein größerer Umschlingungswinkel und somit eine bessere Leistungsübertragung vorliegt, wird der Zahnriemen zusätzlich durch eine Spannrolle gespannt. Die Stoßbewegungen in den Umlenkpunkten durch die dynamische Bewegung des Schwenkschnittes wird durch die Vorspannung des Zahnriemen kompensiert, sodass das Planetenradgetriebe spielfrei bleibt.



### 5.2.2.2 Kegelrad-Planetengetriebe

Kegelrad-Planetengetriebe sind zwei aneinander gekoppelte Getriebe, wobei hier das Kegelradgetriebe nur als Richtungsänderung dient, da Motorwelle und Drehachse Schneidwerkzeug in einem Winkel von  $90^\circ$  zueinander stehen. Ein Planetengetriebe, auch Umlaufgetriebe genannt, ist eine spezielle Bauform eines Zahnrad-Getriebes. Der Aufbau eines solchen Getriebes ist sehr kompakt und besitzt drei (oder mehr) koaxial angeordnete Wellen. Prinzipiell können zwei dieser Wellen als Antrieb „und eine als Abtrieb verwendet [werden] (Summiergetriebe)“ [21], oder es dient eine Welle als Antrieb und verzweigt die Leistung auf zwei Abtriebe. Die grundlegende Bauart besteht aus folgenden Komponenten:



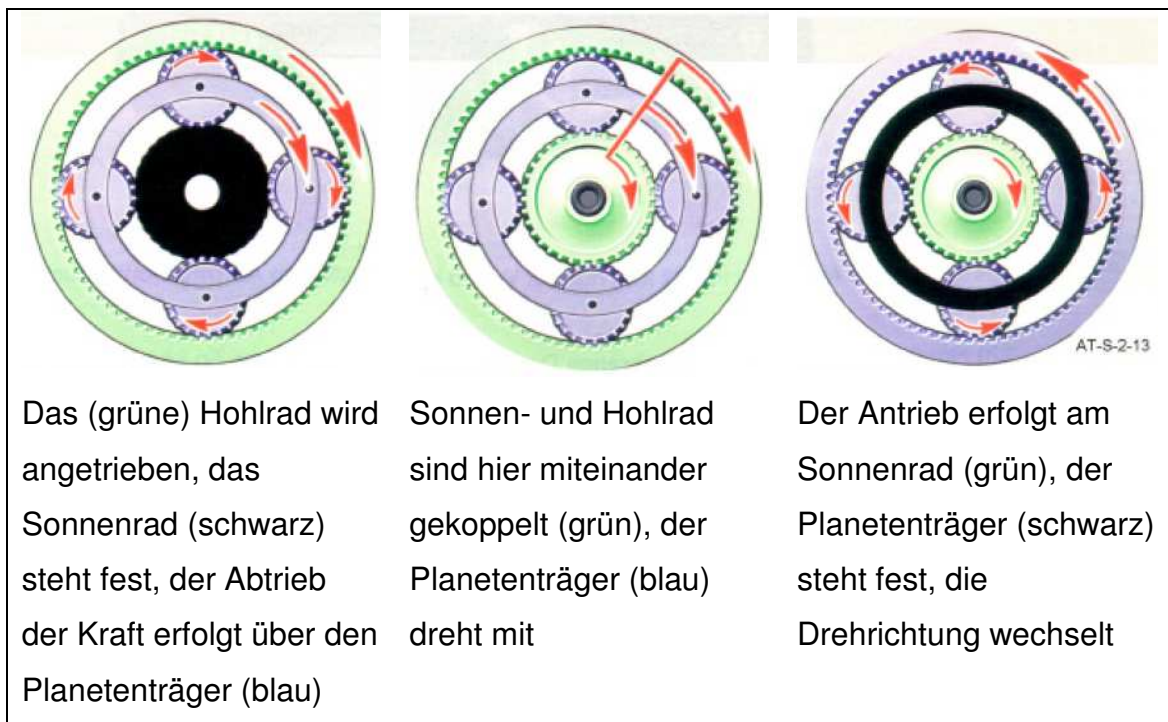
**Abb. 34: Aufbau eines einfachen Planetenradsatzes [22]**

Wie in Abbildung 34 zusehen ist, setzt sich das Planetengetriebe „aus den koaxial angeordneten Bauteilen Sonnen[rad], Planetenträger und Hohlrad, sowie den auf konstanten Achsabstand im Planetenträger drehbar angeordneten Planetenrädern zusammen“ [23].



Die Verbindung zwischen Motor- und Sonnenradwelle bildet den so genannten Eintrieb. Die Übertragung der Drehbewegung des Sonnenrades auf den Planetenträger (Abtriebswelle) erfolgt über die Planetenräder.

“Durch Abwälzen der Planetenräder im Hohlrad erfolgt eine entsprechende Übersetzung“ [24]. In Abbildung 35 sind die unterschiedlichen Arbeitsweisen eines einfachen Planetensatzes einmal schematisch dargestellt.



**Abb. 35: Arbeitsweise eines einfachen Planetensatzes [25]**

Mehrstufige Getriebe setzen sich durch Hintereinanderschaltung von Einzelstufen zusammen. “Innerhalb der Getriebekombination sind die einzelnen Stufen größtmäßig den jeweiligen Drehmomenten angepaßt“ [26].

Die Recherche eines geeigneten Getriebe hat ergeben, dass die Firma Wilhelm Vogel GmbH Kegelrad-Planetengetriebe, wie es in Abbildung 36 auf nachfolgender Seite zu sehen ist, mit einem Flanschanschluß für eine einfache Montage, sowie genügend Drehmoment für die Bewegung der großen Massen anbietet.



**Abb. 36: 3D CAD-Modell eines einstufigen Kegelrad-Planetengerätes vom Typ LPF der Baugröße 128**

Planetengeräte haben zwar ein großes Einsatzspektrum, doch dabei ist zu unterscheiden ob entweder große Drehmomente wie beispielsweise bei:

- Antriebe für Bau- und Landmaschinen (Untersetzungsgänge)
- Windkraftanlagen

übertragen werden oder kleine Drehmomente mit hoher Genauigkeit wie bei:

- Nebenantriebe für Werkzeugmaschinen oder Pressen (z. B. Vorschubachsen)
- aufzubringen sind.

### 5.2.2.3 Harmonic Drive Getriebe

Gleitkeilgetriebe oder auch Spannungswellengetriebe werden im Englischen als Harmonic Drive bezeichnet. Sie sind nicht mit einem klassischen Getriebe in Verbindung zu setzen, bei denen die Kraftübertragung bzw. –übersetzung durch Zahnradpaare auf Wellen erzeugt wird. Diese Getriebe haben ein elastisches Übertragungselement und zeichnen sich durch ihre hohe Übersetzung und Steifigkeit aus.

Die Bestandteile eines Harmonic Drive Getriebe sind:

- Wave Generator: Der Wave Generator besteht aus einer elliptischen Stahlscheibe mit zentrischer Nabe und aufgeschrumpftem, elliptisch verformbaren Wälzlager.
- Flexspline: Der Flexspline – der Antrieb dieses Getriebes – ist eine zylindrische, verformbare Stahlbuchse mit Außenverzahnung.
- Circular Spline: Der Circular Spline ist ein starrer, zylindrischer Ring mit Innenverzahnung.

In folgender Abbildung sind die beschriebenen Bestandteile anhand eines Getriebeschnittes dargestellt.

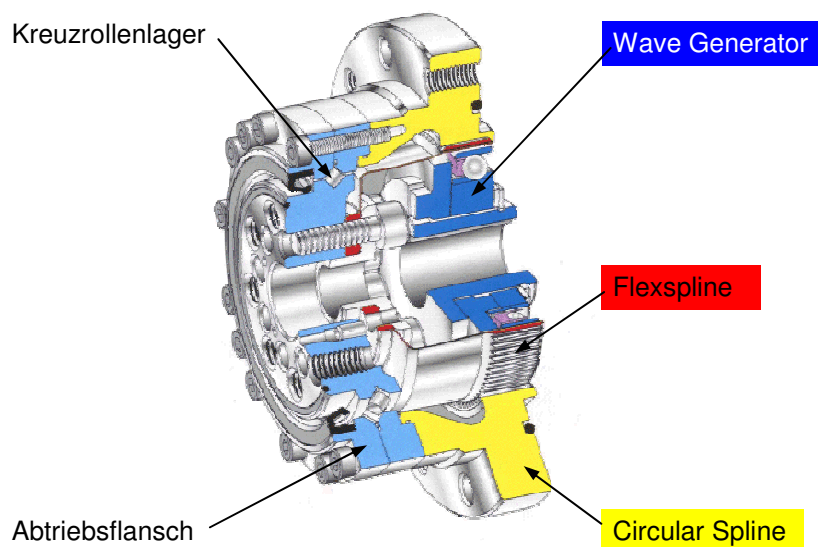
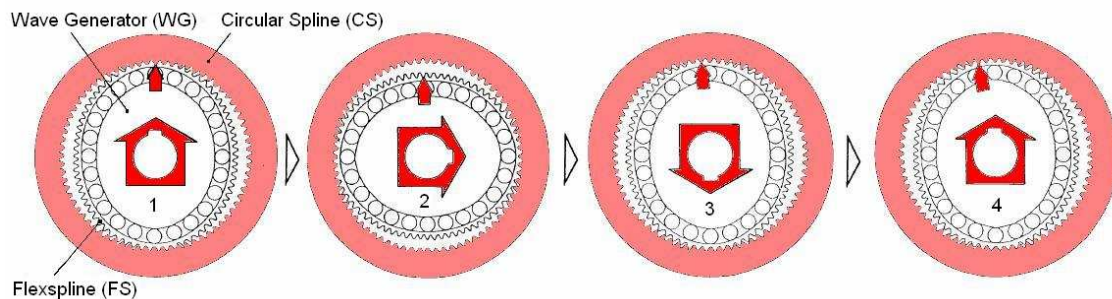


Abb. 37: Units Baureihe HFUC-2UH, Harmonic Drive AG [27]

In nachfolgender Abbildung ist das Funktionsprinzip eines Harmonic Drive Getriebe abgebildet.



**Abb. 38: Harmonic Drive Funktionsprinzip [28]**

„Die angetriebene elliptische Scheibe verformt die dünnwandige Stahlbuchse über den Außenring des Kugellagers. Dadurch greift die Außenverzahnung der Stahlbuchse im Bereich der großen Ellipsenachse in die Innenverzahnung des Außenrings. Hält man den Außenring fest, bleibt bei einer Umdrehung der Antriebsscheibe die Stahlbuchse -- der Abtrieb -- entsprechend der geringeren Zahl der Zähne gegenüber dem Außenring zurück.

Durch die hohen Zähnezahlen der feinen Verzahnungen erhält man sehr große Übersetzungen. Beispielsweise bei  $z = 202$  Zähnen für die Innenverzahnung und  $z = 200$  für die Stahlbuchse beträgt die Übersetzung  $200:2 = 100$ . Bei hundert Umdrehungen der elliptischen Scheibe dreht sich die verformbare Stahlbüchse einmal.

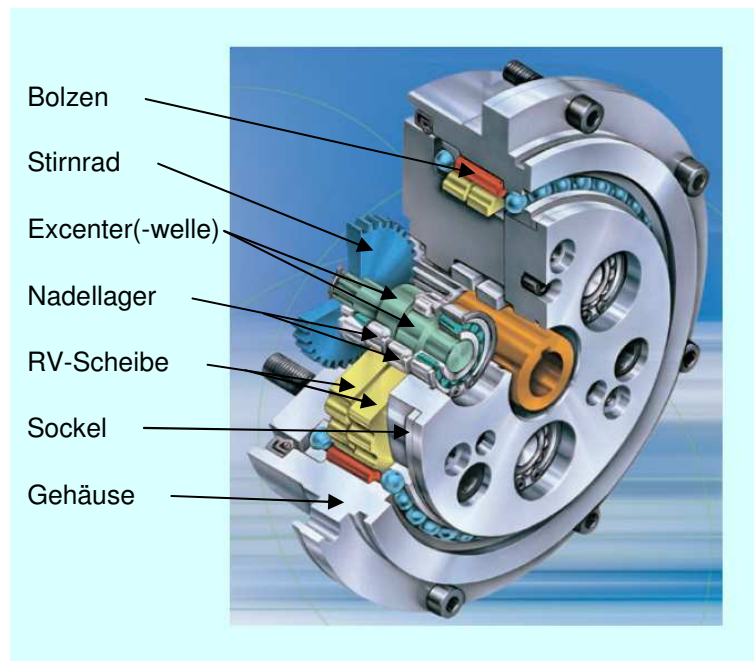
Ca. 30 % der Zähne beteiligen sich an der Kraftübertragung. Zusammen mit dem hohen Übersetzungsverhältnis (160:1 und mehr) ist das Harmonic Drive sehr steif und spielfrei. Je nach Ausführung ist die Positioniergenauigkeit  $< 30''$  [29]. Gleitkeilgetriebe sind kompakt und wartungsfrei.

Ihre Anwendungsgebiete sind:

- Achsantriebe bei Industrierobotern,
- Antriebe in Flugsimulatoren,
- die Nachführung von großen Parabol-Antennen,
- in Kraftfahrzeugen (Dynamiklenkung),
- Antrieben von Druckmaschinen,
- etc.

### 5.2.2.4 Zykloidgetriebe

Das Zykloidgetriebe besteht aus folgenden Bauelementen:



**Abb. 39: Schnitt durch ein Zykloidgetriebe [30]**

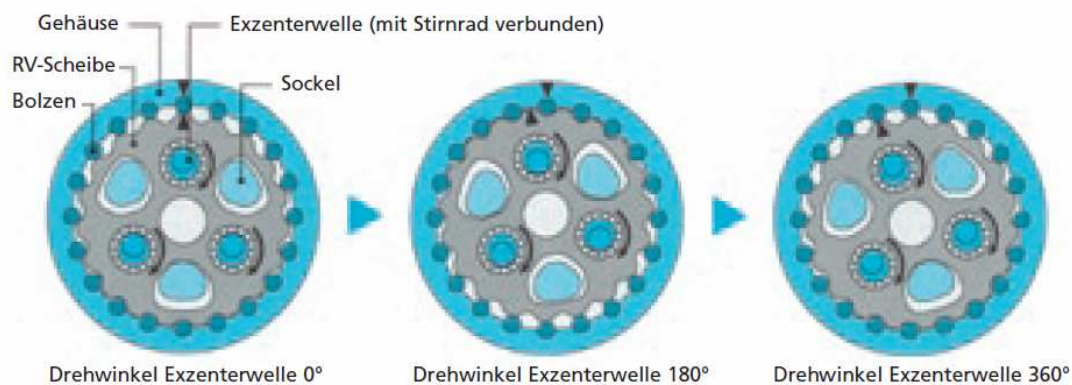
Zykloidgetriebe sind Exzentergetriebe. “Die Drehbewegung des Servomotors wird über das Antriebsritzel auf die Stirnräder [...] übertragen. [Dabei wird] die Drehzahl [...] entsprechend der Übersetzung zwischen dem Antriebsritzel und den Stirnrädern verringert.

Die Stirnräder sind über eine Vielkeilwelle direkt mit den Exzenterwellen [...] verbunden“ [31]. Auf den Exzentern befinden sich Nadellager, welche die Drehbewegung der Exzenterwelle auf die Kurvenscheibe (= RV-Scheibe) überträgt. Die Lagerung der Exzenterwellen in der Abtriebswelle und Halteflansch wird durch Kegelrollenlager realisiert. “Die Kurvenscheiben werden über die Exzenter um die Verbindungssockel zwischen Abtriebs- und Halteflansch bewegt.

Die Außenbolzen sind mit dem Teilungsabstand im Bolzenring angeordnet, welcher [...] eine Teilung mehr als die Kurvenscheibe [besitzt].

Wenn die Exzenter eine volle Drehung durchlaufen, drehen sich die Kurvenscheiben außermittig um eine Teilung weiter, wobei alle Kurven der Kurvenscheibe die Außenbolzen berühren. Die Drehbewegung wird von der Antriebswelle über das Stirnradgetriebe auf die Exzenter übertragen, die dann die Kurvenscheiben im Bolzenring abwälzen und somit die reduzierte Drehzahl erzeugen“ [32].

Das Verhältnis der Gesamtuntersetzung ist das Produkt beider Einzeluntersetzungen der zwei Zykloidenscheiben.



**Abb. 40: Bewegungsablauf eines Zykloidgetriebes [33]**

Zykloidgetriebe finden Anwendung in:

- Robotik
- Drehtische und Positionierer
- Mehrachsen-Schwenkkopf
- Werkzeugmaschinen

## 5.3 Varianten-Vergleich

Für die Bewertung der einzelnen Kriterien wird ein Bewertungsfaktor P von 0 bis 10 (bzw. 0 bis 4 nach VDI 2225), sowie eine Wichtungszahl g (mit der Summe der Gewichte = 1) für die Wichtung der Bewertung festgelegt.

**Tabelle 15: Werteskala des Bewertungsfaktors P**

Werteskalen			
VDI – Richtline 2225		Nutzwertanalyse	
Pkt.	Bedeutung	Pkt.	Bedeutung
0	unbefriedigend	0	absolut unbrauchbar
		1	sehr mangelhaft
1	gerade noch tragbar	2	schwach
		3	tragbar
2	ausreichend	4	ausreichend
		5	befriedigend
3	gut	6	gute mit geringen Mängeln
		7	gute
4	sehr gut (ideal)	8	sehr gute
		9	über die Zielvorstellung hinausgehend
		10	ideal

### Berechnung der Wertigkeit W:

technische Wertigkeit

$$W_t = \frac{\sum P_i \cdot g_i}{P_{\max} \cdot \sum g_i}$$

- günstig Lösung

- brauchbar Lösung

- nicht befriedigende Lösung

wirtschaftliche Wertigkeit

$$W_w = \frac{\sum P_i \cdot g_i}{P_{\max} \cdot \sum g_i}$$

$W > 0,7$

$0,6 \leq W \leq 0,7$

$W < 0,6$

Bei der Auslegung der Getriebe-Motor-Kombinationen geht es hauptsächlich darum, in wie fern die einzelnen Antriebe den gegebenen Anforderungen, wie sie in untenstehender Tabelle aufgeführt sind, entsprechen. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass von einer Hubzahl = 60 Hub/min ausgegangen wurde. Der Grund für eine Nichtanpassung der Hubzahl auf 100 Hub/min, wie es gefordert ist, wird im späteren Verlauf deutlich und anhand der Berechnungsdaten der einzelnen Antriebsvarianten erläutert. Da die Kenndaten des Massenträgheitsmoment und des Reibmoments der Analyse des Antriebes der Schwenkschnittgeneration II über den in Tabelle 12 aufgeführten Werten liegen, kann hier auf eine weitere Berechnung des rotatorischen Direktantriebes (Variante V1) verzichtet werden. Für die Variante V2 liegen Kenndaten der Auslegung der Firma H&T, welche sich auf den bisherigen Antriebe (Schwenkschnittgeneration I) beziehen, vor, daher auch hier keine weitere Auslegung des Antriebes. Für die Auslegung der Getriebe-Motor-Kombination, welches auf den Varianten V3, V4 und V5 zutreffend ist, liegen folgende Kenndaten zugrunde.

**Tabelle 16: Kenndaten für Auslegung der Getriebe-Motor-Kombinationen**

Zu verfahrenender Winkel:	$\pm 30^\circ$
Pressenhubzahl:	60 Hub/Minute
Freiwinkel Schneidpresse:	$270^\circ$
Zykluszeit (Schwenkzeit bei $\pm 30^\circ$ ):	750 ms
Pausenzeit:	250 ms
Massenträgheitsmoment (SSG III):	593,4 kgm <sup>2</sup>
Reibmoment (statisches Moment):	450 Nm <sup>(1)</sup>

(1) theoretisch angenommener Wert

Für die Variante V2 sind noch einmal die Ergebnisse der Antriebsauslegung, welche seitens der Firma H&T durchgeführt wurden ist, in Tabelle 17 auf Seite 66 aufgelistet. Getriebekenndaten der Variante V3 (Kegelrad-Planetengetriebe) sind ebenfalls auf der Seite 66 in Tabelle 18 aufgelistet. Für die Varianten V4 und V5 sind die Ergebnisse der Antriebsauslegung in Tabelle 19 und 20 auf Seite 67 aufgeführt.



**Tabelle 17: Ergebnisse der Antriebsauslegung Variante V2 (Fa. H&T)**

<b>Motorkenndaten:</b>	
ausgewählter Motor	1FT5076-...AF71 von SIEMENS
maximales Drehmoment $M_{Motor}^{max}$	16,2 Nm (16,5 Nm)
maximale Drehzahl $n_{Motor}^{max}$	3000 1/min
<b>Getriebekenndaten:</b>	
ausgewähltes Getriebe	Planetengetriebe + Riementrieb
maximales Drehmoment $M_{Getriebe}^{max}$	8178,3 Nm
maximale Abtriebsdrehzahl bei	15 1/min
Zykluszeit	1,132 s
Torsionsspiel / Wiederholgenauigkeit	30'
Wirkungsgrad (Gesamtwirkungsgrad)	96 %
Lebensdauer → Dauerbetrieb, 351 Tage / Jahr	10 Jahre

Die maximale Hubzahl der Variante V2 liegt bei 55 Hub/min bei einem Schwenkwinkel von  $\pm 10^\circ$ .

**Tabelle 18: Getriebekenndaten eines Kegelrad-Planetengetriebe – Variante V3 (Fa. Wilhelm Vogel GmbH)**

<b>Getriebekenndaten:</b>	
ausgewähltes Getriebe	Kegelrad-Planetengetriebe (Typ: PLF; BG = 128)
maximales Drehmoment $M_{Getriebe}^{max}$	13000 Nm
maximale Antriebsdrehzahl $n_{Getriebe}^{max}$ bei $M_{Getriebe}^{max}$	keine genauen Angaben
Zykluszeit	keine genauen Angaben
Torsionsspiel / Wiederholgenauigkeit	10'
Wirkungsgrad	97 %
Lebensdauer → bei $n_{Motor} = 1500$ 1/min → Dauerbetrieb, 351 Tage / Jahr	2 Jahre und 9 Tage

Diese Werte beziehen sich auf Herstellerangaben aus den Produktkatalog

**Tabelle 19: Ergebnisse der Antriebsauslegung Variante V4 (Fa. Harmonic Drive AG)**

<b>Motorkenndaten:</b>	
ausgewählter Motor	1FT6132-6SF71 von SIEMENS
maximales Drehmoment $M_{Motor}^{max}$	90,4 Nm (90 Nm)
maximale Drehzahl $n_{Motor}^{max}$	3000 1/min
<b>Getriebekenndaten:</b>	
ausgewähltes Getriebe	HFUC-100-120-2AGR
maximales Drehmoment $M_{Getriebe}^{max}$	3983 Nm (7960 Nm)
maximale Abtriebsdrehzahl bei	10 1/min (2500 1/min)
Zykluszeit	751 ms
Torsionsspiel / Wiederholgenauigkeit	0,1'
Wirkungsgrad	85 %
Lebensdauer → Dauerbetrieb, 351 Tage / Jahr	3 Jahre und 12 Tage

In Klammern stehende Daten sind Herstellerdaten aus dem Katalog

Das Protokoll der Antriebsauslegung ist in Anlage 1 enthalten

**Tabelle 20: Ergebnisse der Antriebsauslegung Variante V5 (Fa. Nabtesco Precision Europe GmbH)**

<b>Getriebekenndaten:</b>	
ausgewähltes Getriebe	RV-900C-...
maximales Drehmoment $M_{Getriebe}^{max}$	5666,3 Nm (8830 Nm)
maximale Antriebsdrehzahl $n_{Getriebe}^{max}$ bei $M_{Getriebe}^{max}$	13,33 1/min (15 1/min)
Zykluszeit	750 ms
Torsionsspiel / Wiederholgenauigkeit	1'
Wirkungsgrad	85 %
Lebensdauer → bezogen auf die Zykluszeit; → Dauerbetrieb, 351 Tage / Jahr	4 Jahre und 16 Tage

In Klammern stehende Daten sind berechnete Nenndaten des Herstellers

Das Protokoll der Antriebsauslegung ist in Anlage 2 enthalten

Tabelle 21: Bewertung der Lösungsvarianten

technische Kriterien	Kriteriengewicht	Variante										Ideale Lösung			
		V1 <sup>(1)</sup>		V2 <sup>(3)</sup>		V3		V4		V5					
		rot. DA <sup>(2)</sup>		Getriebe-Motor-Kombination											
		Einbau-Torque-Motor	Planetengetriebe + Riementrieb	Kegelrad-Planetengetriebe	Gleitkeilgetriebe (Harmonic Drive)	Exzentergetriebe (Zykloidgetriebe)									
	g	P	g*P	P	g*P	P	g*P	P	g*P	P	g*P	P	g*P		
max. Antriebsmoment	0,30	10	3	5	1,5	3	0,9	3	0,9	3	0,9	10	3		
Schaltzeit	0,30	10	3	5	1,5	3	0,9	3	0,9	3	0,9	10	3		
Verdrehspiel / Positioniergenauigkeit	0,25	9	2,25	3	0,75	3	0,75	4	1	4	1	10	2,5		
Einbauhöhe bzw. Einbauvolumen	0,15	8	1,2	1	0,15	5	0,75	5	0,75	5	0,75	10	1,5		
$\sum$	1	37	9,45	14	3,9	14	3,3	15	3,55	15	3,55	40	10		
$W_t = \frac{\sum P_i \cdot g_i}{P_{\max} \cdot \sum g}$		0,95		0,39		0,33		0,36		0,36		1			

wirtschaftliche Kriterien	Kriteriengewicht	Variante										Ideale Lösung			
		V1 <sup>(1)</sup>		V2 <sup>(3)</sup>		V3		V4		V5					
		rot. DA <sup>(2)</sup>		Getriebe-Motor-Kombination											
		Einbau-Torque-Motor	Planetengetriebe + Riementrieb	Kegelrad-Planetengetriebe	Gleitkeilgetriebe (Harmonic Drive)	Exzentergetriebe (Zykloidgetriebe)									
	g	P	g*P	P	g*P	P	g*P	P	g*P	P	g*P	P	g*P		
Entwicklungskosten	0,15	7	1,05	2	0,3	5	0,75	5	0,75	5	0,75	10	1,5		
Herstellungskosten	0,15	7	1,05	1	0,15	5	0,75	6	0,9	5	0,75	10	1,5		
Betriebskosten	0,20	8	1,6	2	0,4	3	0,6	3	0,6	4	0,8	10	2		
Wirkungsgrad	0,20	8	1,6	8	1,6	8	1,6	7	1,4	7	1,4	10	2		
Lebensdauer	0,30	10	3	5	1,5	2	0,6	3	0,9	3	0,9	10	3		
$\sum$	1	40	8,3	18	3,95	23	4,3	24	4,55	24	4,6	50	10		
$W_w = \frac{\sum P_i \cdot g_i}{P_{\max} \cdot \sum g}$		0,83		0,40		0,43		0,46		0,46		1			

(1) Antrieb der Schwenkschnittgeneration II

(2) rot. DA = rotatorischer Direktantrieb

(3) Antrieb der Schwenkschnittgeneration I

## **Interpretierung der Wertetabelle (TB-21 auf Seite 68):**

### Variante V2:

Die Kombination aus Planetengetriebe und Riementrieb ist technisch gesehen durchaus eine brauchbare Lösung ( $W_t = 0,63$ ), da sich das Antriebsmoment dieser Variante durch den Riementrieb ruckfrei auf das zu schwenkende Schneidwerkzeug übertragen lässt. Doch die Positioniergenauigkeit mit 30' ist für die Herstellung maßgenauer Platinen zu ungenau und die Hubzahl mit 60 Hub/Minute (siehe TB-14 Kapitel 5.2.2.1) zu niedrig. Des Weiteren ist das Einbauvolumen im Vergleich zu den anderen Varianten sehr groß, da die Antriebskomponenten (Motor, Getriebe, Stütz- und Spannrollen) außerhalb der Drehachse des Schneidwerkzeuges positioniert sind und somit Störkonturen bilden. Wirtschaftlich gesehen steht sie somit an letzter Stelle, da aufgrund der Vielzahl der Einzelkomponenten ein hoher Gesamtkostenbetrag entsteht.

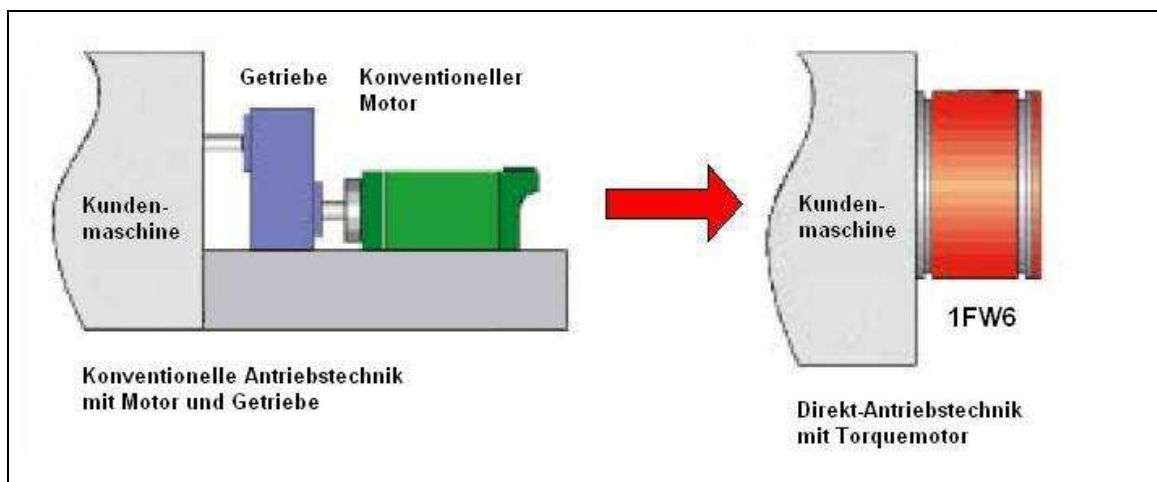
### Variante V3:

Aufgrund des komplexen Aufbaus (Kegelradgetriebe und Planetengetriebe) ist ein sehr hohes Torsionsspiel (TS) vorhanden (1-stufiges Getriebe:  $TS = \pm 10'$ ). Des Weiteren entstehen aufgrund des hohen Torsionsspiels hohe Wartungskosten (Verschleiß der Zahnräder (Zahnflanken) aufgrund der wechselnden Belastung). Ebenso ist die Lebensdauer mit etwa 2 Jahren weit unter dem Durchschnitt und somit nicht tragbar.

### Varianten V4 und V5:

Da die Ergebnisse der Bewertung der beiden Lösungsvarianten identisch sind und sich die Ergebnisse der Antriebsauslegung nur minimal unterscheiden, kann hier eine zusammenfassende Interpretation der Ergebnisse durchgeführt werden. Beide Getriebetypen haben mit einem Torsionsspiel von 0,1' (Harmonic Drive Getriebe) und 1' (Zykloidgetriebe) eine sehr hohe Steifigkeit im Vergleich zum Kegelrad-Planetengetriebe. Doch auch diese Antriebe haben eine sehr niedrige Lebensdauer und liegen weit unter dem Durchschnitt. Die Schaltzeiten wurden zwar erfüllt, doch bei der Auslegung auf eine hohe Lebensdauer würde sich entweder die Masse der zu bewegenden Teile drastisch reduzieren oder sich die Schaltzeiten erhöhen, welches nicht Sinn der Lösungsfindung ist.

Somit sind auch diese Antriebe nicht für diese Anwendung geeignet. Allgemein gesehen besitzen Getriebe viele einzelne bewegte Massen (wie beispielsweise Zahnräder, Excenter, Lochscheiben, etc.), um die Antriebsleistung zu senken oder zu erhöhen. Diese Getriebeelemente erzeugen ein zusätzliches Massenträgheitsmoment und müssen bei der Dimensionierung des Antriebes berücksichtigt werden. Ebenso entstehen zwischen den Berührungsflächen (z. B. Zahnflanken) Gegenkräfte, welche Reibung erzeugen und somit den Wirkungsgrad herab senken. Ein wesentlicher Vorteil der Direktantriebe ist vor allem, dass auf ein zwischengeschaltetes Getriebe zwischen Motor und Verbraucher verzichtet werden kann – wie folgende Abbildung zeigt.



**Abb. 41: Vergleich konventionelle Antriebstechnik und Direktantrieb [34]**

Im Vergleich zur Motor-Getriebe-Kombination, welche mechanische Komponenten für die Leistungsumformung verwendet, ist der Direktantrieb spielfrei. "Systemgrößen wie Strom, Kraft bzw. Drehmoment und Drehzahl können direkt erfasst und in ein Regelungskonzept einbezogen werden. Dies wirkt sich neben der verbesserten Positioniergenauigkeit auch vereinfachend auf die Regelung dieser Antriebe aus. Ein weiterer Vorteil, der sich durch den Entfall der mechanischen Übertragungselemente ergibt, ist die hiermit verbundene Wartungsfreiheit. Dies resultiert aus dem Entfall von Funktionselementen [bzw. Übertragungselementen], die begrenzte Lebensdauer aufweisen" [35]. Als Beispiel seien Zahnräder (Evolvente) bei den durch das Abwälzen der Zahnflanken Reibung entsteht oder Schmierstoffe genannt.

“Weitere Vorteile eines Direktantriebs gegenüber Antriebe mit Leistungsumformung sind im Einzelnen:

- hohe Leistungsdichte
- gleich bleibend hohe Positioniergenauigkeit durch Spielfreiheit  
(Entfall spielbehafteter mechanischer Übertragungselemente)
- hohe Steifigkeit und Dämpfung
- geringer Wartungsaufwand

Bei Direktantrieben führt die hohe Leistungsdichte zu einer erheblichen Erwärmung des Antriebs. Sie werden daher häufig mit aufwändigen Wasser- oder Luftkühlsystemen ausgestattet, was bei vergleichbaren Antrieben mit mechanischer Leistungsumformung nicht immer erforderlich ist.

Ein weiterer Vorteil von Antrieben mit [Getrieben] ergibt sich dann, wenn hohe Stillstandsmomente über längere Zeiträume aufgebracht werden soll. [...] Die wesentlichen Vorteile der Antriebe mit mechanischer Leistungsumformung gegenüber den Direktantrieb sind

- die relativ gute Eigenkühlung
- die geringen Anschaffungskosten
- die hohe und kurzfristige Verfügbarkeit in vielen Varianten und
- die geringe[n] Brems- oder Haltemomente auf der Motorwelle“ [36]

Anhand der Ergebnisse, sowohl der technischen als auch der wirtschaftlichen Kriterien, der Lösungsvarianten, und der allgemeinen Fakten, wie sie eben beschrieben wurden, ist zu erkennen, dass der rotatorischer Direktantrieb die optimale Antriebslösung ist und die gewünschten Anforderungen erfüllt.

## **6 Optimierung der Variante 1 - Gekoppelte Motoren**

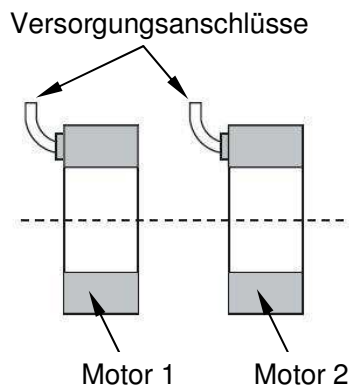
### **6.1 Technische Regeln und Anordnungen gekoppelter Motoren**

Wie aus dem durchgeführten Varianten-Vergleich hervorgeht, ist der Direktantrieb die beste Antriebslösung in punkto Antriebsmoment, Positioniergenauigkeit, etc. In der Technik werden, um die Antriebsleistung der Arbeitsmaschinen zu steigern, oftmals Getriebe mit mehreren Getriebestufen verwendet. Unter bestimmten Umständen werden auch Getriebe verschiedener Typen (z. B. Zahnradgetriebe und Riemengetriebe) miteinander gekoppelt. Ebenso ist es auch möglich mehrere Motoren parallel auf einer Achse zu betreiben, um die gewünschte Leistungssteigerung zu erzielen. Bei Parallelbetrieb mehrerer Motoren gibt es jedoch einiges zu beachten. Dazu gehört vor allem bei Torquemotoren, dass es zwinglich erforderlich ist, Motoren gleicher Baugröße und gleichem Strombedarf (gleiche Wicklungsausführung) parallel zuschalten. Weiterhin gilt folgendes zu berücksichtigen:

- die Typenbezeichnung beider Motoren muss identisch sein
- die elektromotorischen Kräfte (EMKs) der parallel betriebenen Motoren müssen gleich sein
- der Kommutierungswinkel muss genau eingestellt sein
- die Anordnung (Janus- oder Tandem-Anordnung) ist hierbei frei wählbar, es ist jedoch zu beachten, dass für die genaue Ausrichtung der Motoren, die "Markierungen (Kerbe und/oder Passbohrung) am Ständer/Läufer des jeweiligen Motors" [37] fluchtend positioniert werden müssen.

Bei der Kopplung zweier Motoren gibt es zwei Möglichkeiten ihrer Ausrichtung der Versorgungsanschlüsse zueinander.

Einmal die Tandem-Anordnung und zum anderen die Janus-Anordnung. Bei der Tandem-Anordnung befinden sich beide Leitungsabgänge an der gleichen Seite (vgl. Abb. 42 auf Seite 73). Unter Verwendung zweier Standartmotoren weisen beide Motoren den gleichen Drehsinn auf.

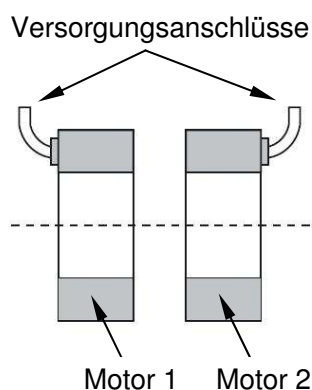


**Abb. 42: Tandem-Anordnung [38]**

Bei der Janus-Anordnung befinden sich beide Leitungsabgänge auf entgegengesetzten Seiten. Da diese Anordnung keinen Gleichlauf beider Motoren, ohne Berücksichtigung der Leistungsanschlüsse, voraussetzt, gilt folgendes beim Anklemmen der Motoren:

**Tabelle 22: Leistungsanschluss beim Parallelbetrieb zweier Torquemotoren [39]**

Umrichter	Master	Slave Tandem-Anordnung	Slave Janus-Anordnung
U2	U	U	U
V2	V	V	W
W2	W	W	V



**Abb. 43: Janus-Anordnung [40]**

Für die Ansteuerung, ob Tandem- oder Janus-Anordnung, ist das Master-Slave-Prinzip, welches bereits im Kapitel 5.2.2.1 beschrieben wurde, anzuwenden.



## 6.2 Berechnung der Janus-Anordnung mit Torquemotoren

In diesem Kapitel wird zunächst untersucht, welches Trägheitsmoment diese Antriebsanordnung unter Berücksichtigung verschiedener Faktoren in Bewegung setzen kann. Für die Berechnung des Trägheitsmomentes werden folgende Werte angenommen:

**Tabelle 23: Parameter für die Berechnung des Trägheitsmomentes**

Hubzahl	=	$n_H$	=	60 Hub/Minute
Schwenkzeit Schwenkschnitt (Dreieck-Bet.)	=	$t_1$	=	375 ms
Pressenfreiwinkel	=	$\psi$	=	$270^\circ$
Halber Schwenkwinkel Schwenkschnitt	=	$\varphi_1$	=	$30^\circ = \frac{\pi}{6} \text{ rad}$
Anzahl der Motoren	=	$n$	=	2
Motormoment des 1FW6290-0VB15-7AC2	=	$M_M$	=	8570 Nm
Reserve Antriebsmotor	=	$K_{R1}$	=	10 % (0,9)
Reserve (z.B. Lagerreibung, etc.)	=	$K_{R2}$	=	20 % (0,2)

Kenndaten des 1FW6290-0VB15-7AC2 sind im Datenblatt in Anlag 3 enthalten

Der Korrekturfaktor  $K_{R1}$  berücksichtigt, dass das maximale Drehmoment des Antriebes nur zu 90 Prozent ausgenutzt wird.  $K_{R2}$  beinhaltet 20 Prozent Reserve für Lagerreibung, da für eine genaue Auslegung des Antriebes noch keine konkreten Massenangaben des hydraulischen Werkzeugwechselaushebesystems vorhanden sind.

Die Ausgangsformel für die Berechnung des Trägheitsmomentes  $J_i$  lautet:

$$2 \cdot M_M = M_A + M_{\text{Reib}} \quad (1)$$

Wird das Reibmoment durch  $0,2 \cdot M_A$  ersetzt, sowie das Motormoment mit 10 Prozent Reserve berücksichtigt, ergibt sich folgende Gleichung:

$$2 \cdot 0,9 \cdot M_M = M_A + 0,2 \cdot M_A = (1 + 0,2) \cdot M_A \quad (2a)$$

$$2 \cdot 0,9 \cdot M_M = 1,2 \cdot M_A \quad (2b)$$

Im folgenden Schritt wird das Antriebsmoment  $M_A$  durch das Produkt  $J_i \cdot \alpha_1$  ersetzt und bekommt als Gleichung (3)

$$2 \cdot 0,9 \cdot M_M = 1,2 \cdot J_i \cdot \alpha_1 \quad (3)$$

Wird nun die Winkelbeschleunigung  $\alpha_1$  durch den Bruch  $\frac{2 \cdot \varphi_1}{t^2_1}$  ersetzt, ergibt sich die Gleichung (4.1) wie folgt

$$2 \cdot 0,9 \cdot M_M = 1,2 \cdot J_i \cdot \frac{2 \cdot \varphi_1}{t^2_1} \quad (4a)$$

$$0,9 \cdot M_M = 1,2 \cdot J_i \cdot \frac{\varphi_1}{t^2_1} \quad (4b)$$

Um nun das Trägheitsmoment berechnen zu können, welches zwei Torquemotoren in der Janus-Anordnung bewegen können, muss die Gleichung (4b) auf  $J_i$  umgestellt werden und erhält somit Gleichung (5).

$$J_i = \frac{0,9 \cdot M_M \cdot t^2_1}{1,2 \cdot \varphi_1} \quad (5)$$

$$J_i = \frac{0,9 \cdot 8570 \text{ Nm} \cdot (0,375 \text{ s})^2}{1,2 \cdot \frac{\pi}{6}}$$

$$\underline{\underline{J_i = 1726,3 \text{ kgm}^2}}$$

Es ist zu berücksichtigen, dass dieser Wert ein überschlägiges Ergebnis ist und sich bei weiterer Betrachtung verändern kann.

Mit Hilfe diesen Wertes kann nun die Hubzahl bei veränderlichem Schwenkwinkel  $\varphi_1$  berechnet werden. Dafür sind jedoch noch weitere Parameter für die Berechnung notwendig, welche in der unten stehenden Tabelle 8 aufgeführt sind.

**Tabelle 24: zusätzliche Parameter für die Hubzahlberechnung**

Hubzahl 2	=	$n_{H-i}$	=	veränderlich (60 – 104)
Verhältnissfaktor Hubzahl	=	$f_H$	=	veränderlich (1,0 – 1,666)
Schwenkwinkel Schwenkschnitt	=	$\varphi_j$	=	$0^\circ \leq \varphi < 60^\circ$

Die zu ermittelnde Hubzahl ist  $n_{H-i}$  für das Intervall  $0^\circ \leq \varphi < 60^\circ$ .

Als Berechnungsansatz soll die Gleichung (4b) hergenommen werden.

$$0,9 \cdot M_M = 1,2 \cdot J_i \cdot \frac{\varphi_1}{t_1^2} \quad (4b) \quad | \quad \varphi_1 \text{ wird durch } \varphi_j \text{ ersetzt}$$

Im ersten Schritt muß die Zeit  $t_1$  von der Hubzahl abhängig gemacht werden, dazu gilt folgende Gleichung:

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot t_{\text{Schwenk}} \quad (6a) \quad | \quad t_{\text{Schwenk}} = \frac{\psi}{360^\circ \cdot f_H}$$

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\psi}{360^\circ \cdot f_H} \quad (6b) \quad | \quad f_H = \frac{n_{H-i}}{n_H}$$

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\psi}{360^\circ \cdot \frac{n_{H-i}}{n_H}} \quad (6c)$$

Die Gleichung (6c) kann nun in Gleichung (4b) eingefügt werden und auf  $n_{H-i}$  umgestellt werden.

$$0,9 \cdot M_M = 1,2 \cdot J_i \cdot \frac{\varphi_j}{t_1^2} \quad (4b) \quad | \quad t_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\psi}{360^\circ \cdot \frac{n_{H-i}}{n_H}}$$

$$0,9 \cdot M_M = 1,2 \cdot J_i \cdot \frac{\varphi_j}{\left( \frac{1}{2} \cdot \frac{\psi}{360^\circ \cdot \frac{n_{H-i}}{n_H}} \right)^2} \quad (7a) \quad | \cdot (...)^2 | \div (0,9 \cdot M_M)$$

$$\left( \frac{1}{2} \cdot \frac{\psi}{360^\circ \cdot \frac{n_{H-i}}{n_H}} \right)^2 = \frac{1,2 \cdot J_i \cdot \varphi_j}{0,9 \cdot M_M} \quad (7b) \quad | \sqrt{\phantom{x}}$$

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{\psi}{360^\circ \cdot \frac{n_{H-i}}{n_H}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot J_i \cdot \varphi_j}{0,9 \cdot M_M}} \quad (7c) \quad | \text{ auf } n_{H-i} \text{ umstellen}$$

$$\frac{1}{n_{H-i}} = \frac{2 \cdot 360^\circ \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot J_i \cdot \varphi_j}{0,9 \cdot M_M}}}{\psi \cdot n_H} \quad (7d) \quad | \text{ Bildung der Reziproke}$$

$$n_{H-i} = \frac{\psi \cdot n_H}{2 \cdot 360^\circ \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot J_i \cdot \varphi_j}{0,9 \cdot M_M}}} \quad (7e)$$

Anhand der hergeleiteten Formel (7e) kann nun die Hubzahl in Abhängigkeit des Schwenkwinkels berechnet werden.

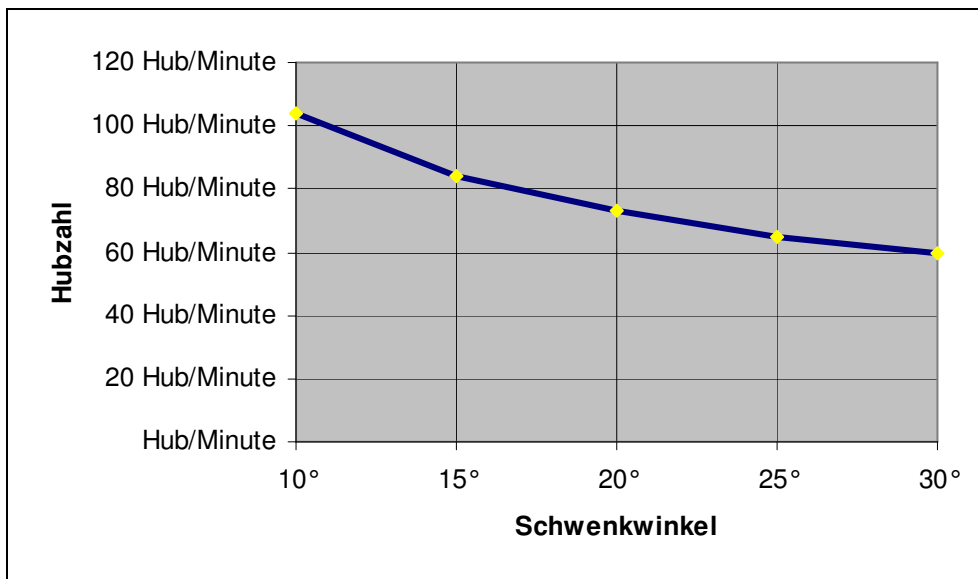
$$n_{H-i} = \frac{\psi \cdot n_H}{2 \cdot 360^\circ \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot J_i \cdot \varphi_j}{0,9 \cdot M_M}}}$$

$$n_{H-60} = \frac{270^\circ \cdot 60 \text{ Hub / Minute}}{2 \cdot 360^\circ \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 1726,3 \text{ kgm}^2 \cdot \left( \frac{30^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \right)}{0,9 \cdot 8570 \text{ Nm}}} = \underline{\underline{60 \text{ Hub / Minute}}}$$

In der nachfolgenden Tabelle auf Seite 78 sind die Hubzahlen in Abhängigkeit des Schwenkwinkels aufgelistet.

**Tabelle 25: Gegenüberstellung des max. Schwenkwinkelbereichs und der max. Pressenhubzahl der SSG III**

max. Schwenkwinkelbereich	max. Pressenhubzahl
bis $\pm 30^\circ$	60 Hub/min
bis $\pm 25^\circ$	65 Hub/min
bis $\pm 20^\circ$	73 Hub/min
bis $\pm 15^\circ$	84 Hub/min
bis $\pm 10^\circ$	104 Hub/min



**Abb. 44: graphische Darstellung der Werte aus obiger Tabelle**

Als Probe der berechneten Daten muß immer die maximale Winkelbeschleunigung (bzw. maximale Drehzahl) für den Antrieb zur Verfügung stehen.

$$\alpha_{i,j} = \frac{2 \cdot \varphi_j}{t_1^2} \quad (8a)$$

$$| t_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\psi}{360^\circ \cdot \frac{n_{H-i}}{n_H}} = \frac{\psi \cdot n_H}{2 \cdot 360^\circ \cdot n_{H-i}}$$

$$\alpha_{i,j} = \frac{2 \cdot \varphi_j}{\left( \frac{\psi \cdot n_H}{2 \cdot 360^\circ \cdot n_{H-i}} \right)^2} \quad (8b)$$

$$\alpha_{60,30} = \frac{2 \cdot \left( \frac{30^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \right)}{\left( \frac{270^\circ \cdot 60 \text{ Hub/min}}{2 \cdot 360^\circ \cdot 60 \text{ Hub/min}} \right)^2}$$

$$\underline{\underline{\alpha_{60,30} = 7,447 \text{ rad/s}^2}}$$

(für  $n_{H\_i} = 60 \text{ Hub/min}$  und  $\varphi_j = \pm 30^\circ$ )

⋮

$$\underline{\underline{\alpha_{104,10} = 7,447 \text{ rad/s}^2}}$$

(für  $n_{H\_i} = 104 \text{ Hub/min}$  und  $\varphi_j = \pm 10^\circ$ )

Damit ist gewährleistet, dass für den Schwenkvorgang immer das maximale Drehmoment anliegt.

Seit Mai 2009 gibt es von SIEMENS eine neue Motor-Bauform (B20) der Baureihe 1FW6 der gleichen Baugröße (BG29). Im Vergleich zum vorherigen Model (Bauform B15) der gleichen Baureihe und -größe bringt die neue Motor-Bauform eine erhebliche Leistungsverbesserung in Drehmoment und Drehzahl. Wie in folgender Tabelle zu sehen ist, kann mit diesem Motor eine Erhöhung der Hubzahl erzielt werden.

**Tabelle 26: Gegenüberstellung der Hubzahlen von B15 und B20 in der Janus-Anordnung**

Gegenüberstellung der errechneten Hubzahlen	1FW6290-0VB15-7AC2	1FW6290-xxB20-xxxx	
	$n_{10} = 26 \text{ 1/min}$ $t_{10} = 375 \text{ ms}$	$n_{11} = 26 \text{ 1/min}$ $t_{11} = 375 \text{ ms}$	$n_{12} = 38 \text{ 1/min}$ $t_{12} = 263 \text{ ms}$
$J_{10} = 1726,3 \text{ kgm}^2$	60 Hub/min	67 Hub/min	--
$J_{11} = 2195,6 \text{ kgm}^2$	--	60 Hub/min	--
$J_{12} = 1079,9 \text{ kgm}^2$	--	--	85 Hub/min

Kenndaten des 1FW6290-0VB15-7AC2 sind im Datenblatt in Anlag 3 enthalten

Kenndaten des 1FW6290-xxB20-xxxx sind im Datenblatt in Anlag 4 enthalten

#### Bemerkung:

$$n_{11} = n_{10} = 26 \text{ 1/min}$$

$$t_{11} = t_{10} = 375 \text{ ms}$$

#### Schaltzeit des 1FW6290-xxB20-xxxx:

$$t_{12} = \frac{\varphi_1}{\pi \cdot n_{12}} = \frac{\frac{\pi}{6}}{\pi \cdot \frac{38 \text{ 1/min}}{60 \text{ s/min}}} = \frac{1}{6 \cdot \frac{38 \text{ 1/min}}{60 \text{ s/min}}} = \underline{\underline{0,263 \text{ s}}}$$

Vorteile der Janus-Anordnung mit dem Torquemotor 1FW6290-0VB15-7AC2:

- Erhöhung des Massenträgheitsmoment von  $J = 593,4 \text{ kgm}^2$  auf  $J = 1726,3 \text{ kgm}^2$
- Erhöhung der Leistungsreserve sowie Hubzahl bei einem Massenträgheitsmoment von  $J < 1726,3 \text{ kgm}^2$

Bei dem errechneten Massenträgheitsmoment von  $J = 1726,3 \text{ kgm}^2$  ist dabei zu beachten, dass dies ein theoretisch ermittelter Wert aufgrund festgelegter Parameter ist, welcher sich bei der Konstruktion des Antriebes, sowie des hydraulischen Werkzeugwechselaushebesystems verändern kann. Die Berechnungen haben jedoch ergeben, dass bei einem Massenträgheitsmoment von  $J = 1726,3 \text{ kgm}^2$  keine Steigerung der Hubzahl möglich ist.

Vorteile der Janus-Anordnung mit dem Torque-Motor 1FW6290-xxB20-xxxx:

- bei gleich bleibender Drehzahl und Massenträgheitsmoment gegenüber dem 1FW6290-0VB15-7AC2, ist eine Erhöhung der Hubzahl auf 67 Hub/min, das entspricht etwa 11,6 %, möglich.
- Beim Fahren der max. Drehzahl ( $n_{\max} = 38 \text{ 1/min}$ ) ist eine weitere Erhöhung der Drehzahl auf 85 1/min möglich, dabei sinkt jedoch das Massenträgheitsmoment von  $1726,3 \text{ kgm}^2$  auf  $1079,9 \text{ kgm}^2$ .
- Wird eine Hubzahl von 60 Hub/min gefahren, wie es bereits mit dem Torque-Motor 1FW6290-0VB15-7AC2 der Fall ist, lässt sich das Massenträgheitsmoment von  $1726,3 \text{ kgm}^2$  auf  $2195,6 \text{ kgm}^2$  erhöhen.

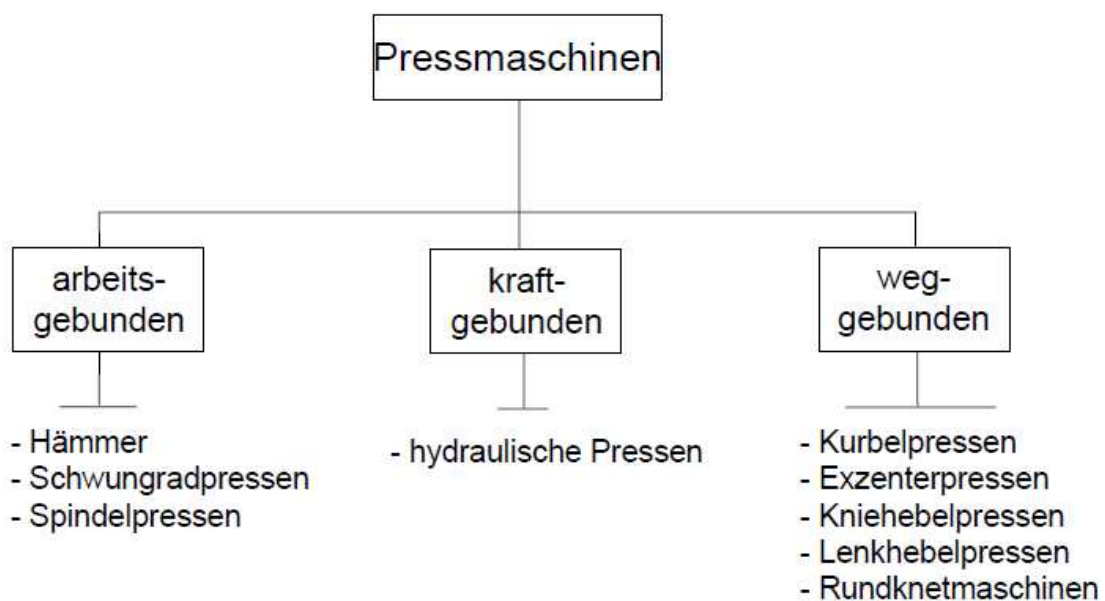
Bei Verwendung des Torque-Motors 1FW6290-xxB20-xxxx und einer Hubzahl von 85 Hub/min ist eine maximale Produktivitätssteigerung von 41,6 Prozent gegenüber des Vorgängermodells (SSG II) möglich.

Diese enorme Leistungssteigerung ist jedoch nur sinnvoll, wenn sich die Vorschubgeschwindigkeit des Blechbandes (Antrieb der Haspel) erhöhen lässt.

## 7 Schneidpressen

### 7.1 Standardtechnologie von Schneidpressen

Schneidpressen gibt es in unterschiedlichen Bauformen, um deren Kraft- und Energiegrößen (Arbeitsvermögen) umzusetzen. Dazu folgende Einteilung der Pressenarten.



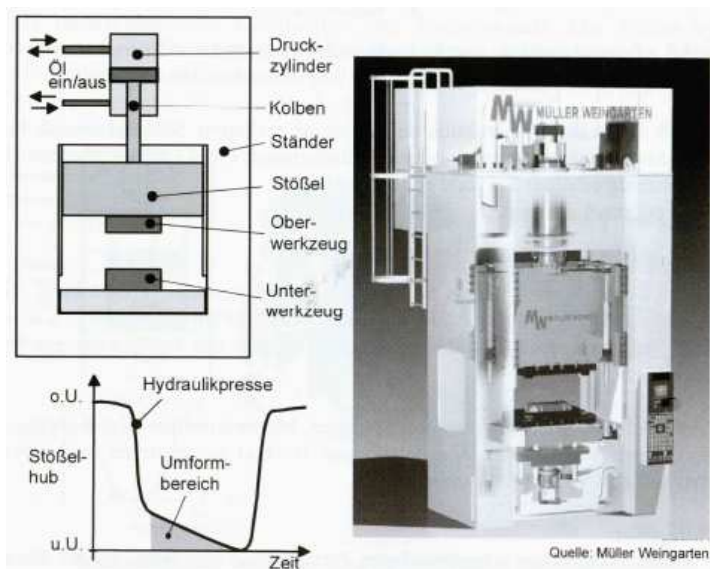
**Abb. 45: Einteilung der Pressenarten [41]**

Die Bauform dieser Schneidpressen, ob kraftgebunden oder weggebunden, ist von verschiedenen Faktoren abhängig, z. B.:

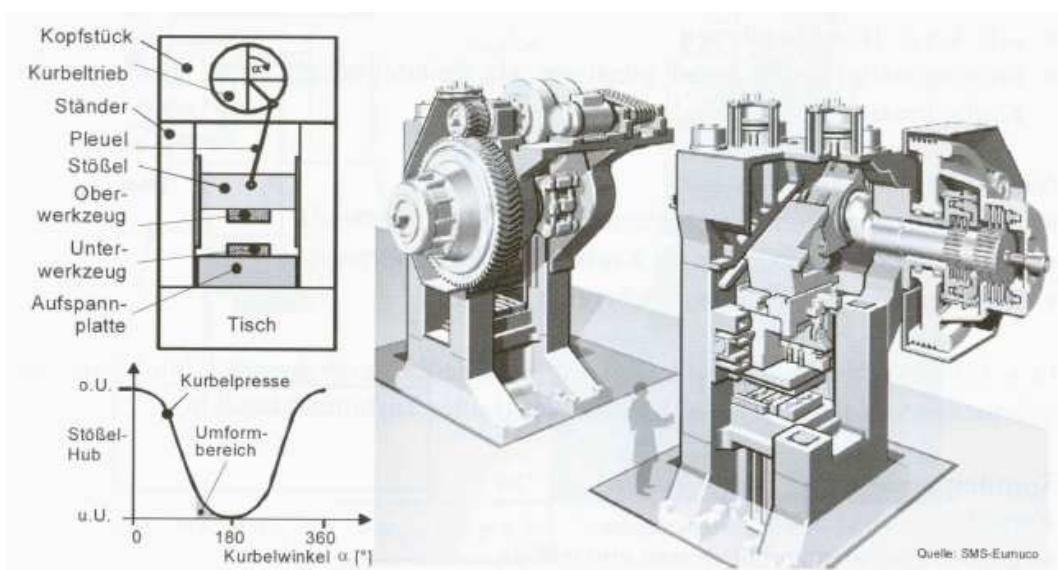
- Art des zu schneidenden Materials (Aluminium, Stahl, ...)
- Zugfestigkeit des Materials ( $R_m = 400 \dots 1200 \text{ N/mm}^2$ )
- Materialstärke (Blechstärke)
- Schneidgeometrie (Scherschnitt, Dachschnitt, Geradschnitt) → Schnittkraft
- Schnittform (Geradschnitt oder Konturschnitt)
- Anzahl der Hübe pro Minute
- Art der Hubbewegung (Tippen, Einzelhub, Dauerhub)



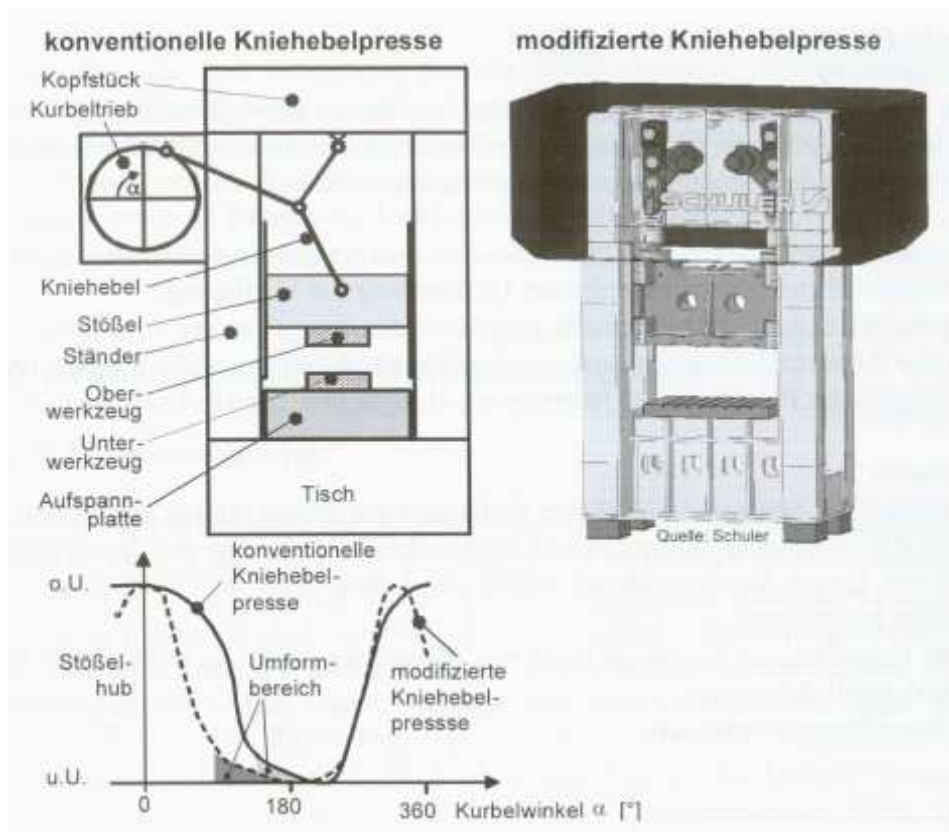
Weggebundene Pressmaschinen übertragen ihre Schnittkraft über ein Hebelsystem (Kurbel-Kniehebel-Getriebe, Schubkurbelgetriebe, Mehrkurbelgetriebe) auf das zu bearbeitende Blech(-band). Kraftgebundene Pressmaschinen hingegen stellen ihre (von der konstruktiven Auslegung abhängige) Stößelkraft unabhängig von der Stellung des Stößels konstant zur Verfügung. In der Industrie werden für das Zuschneiden von Blechen sowohl kraftgebundene (hydraulische Pressen), als auch weggebundene Pressen (Kurbel- oder Exzenterpressen, ...) eingesetzt.



**Abb. 46: Prinzipdarstellung und Stößel-Weg-Zeitverlauf einer Hydraulikpresse [42]**



**Abb. 47: Prinzipdarstellung und Stößel-Weg-Zeitverlauf einer Kurbel bzw. Exzenterpresse [43]**

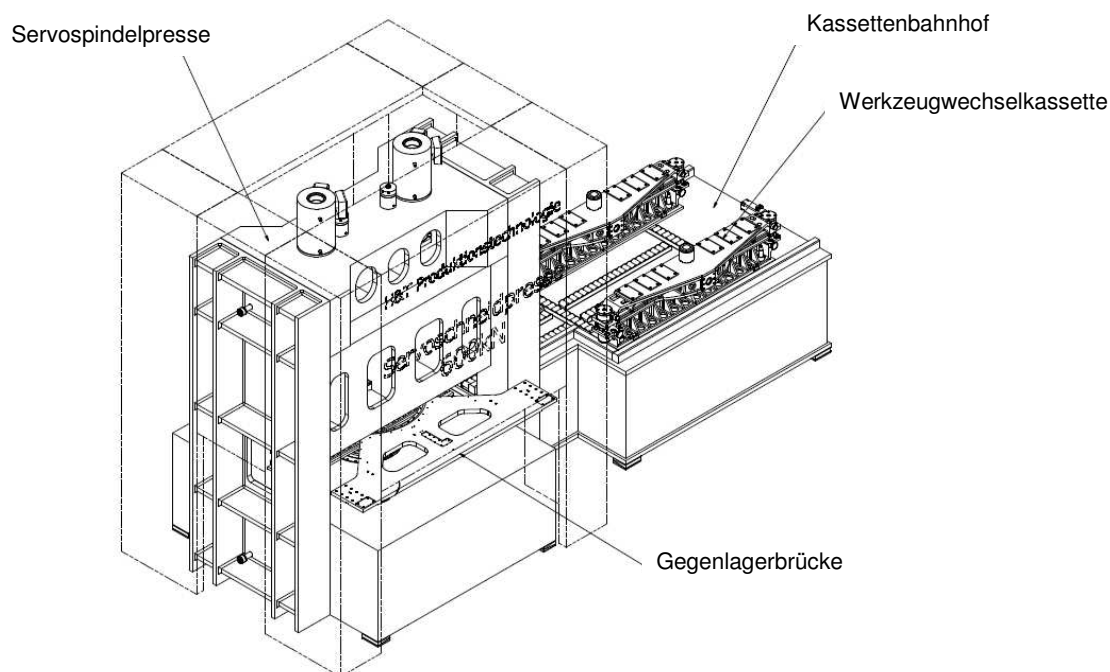


**Abb. 48: Prinzipdarstellung einer konventionellen (links) und modifizierten (rechts) Kniehebelpresse und deren prinzipieller Stößel-Weg-Zeitverlauf (links, unten) [45]**

## 7.2 Innovativtechnologie – Servospindelpresse

Die Alternative zu konventionellen Schneidpressen, ist die so genannte Servospindelpresse. Mechanische Spindelpressen gehören zu den arbeitsgebundenen Pressmaschinen. “Diese Maschinen bieten einen bestimmten Betrag an Arbeitsvermögen an, der bei jedem Arbeitsspiel vollständig umgesetzt wird“ [46]. Anders die Servospindelpresse, diese ist kraftgebunden (Steuerung der Motordrehzahl und Weg (Hub)).

### Funktionsprinzip der Schneidpresse:

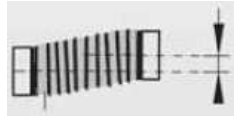


**Abb. 49: Konzept einer Schneidpresse der Firma H&T ProduktionsTechnologie GmbH**

Das Herzstück dieser Schneidpresse bildet eine Servospindelpresse, deren Stößelantrieb durch zwei Komplett-Torquemotoren, der Baureihe 1FW3 von SIEMENS, realisiert wird. Diese sind flüssigkeitsgekühlte, hochpolige, permanentmagneterregte Synchronmotoren mit Hohlwelle.

Zwischen dem Antriebsmotor und der Planetenrollengewindespindel ist eine Metallbalgkupplung konstruktiv zwischen geschaltet, um

- Parallelität



- Axialen Versatz



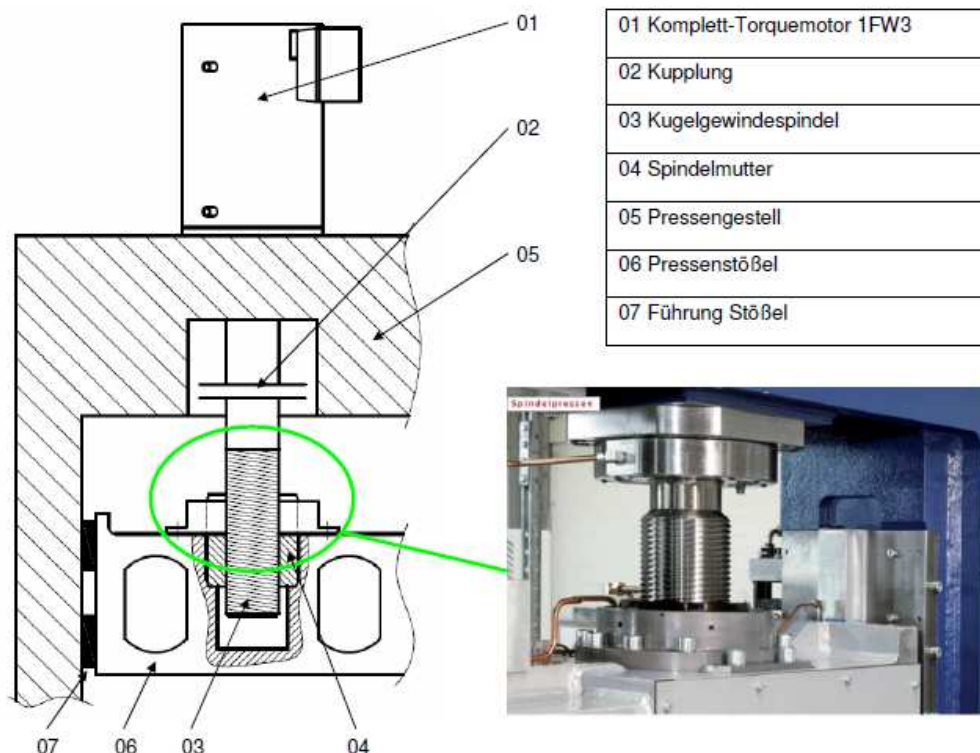
und

- Winkligkeit



zwischen Motorachse und Spindelachse auszugleichen.

Die Hubbewegung des Stößel wird mit einer Planetenrollengewindespindel umgesetzt, wie in Abbildung 50 zu sehen ist.



**Abb. 50: Aufbauprinzip der Multiservospindelpresse von H&T**

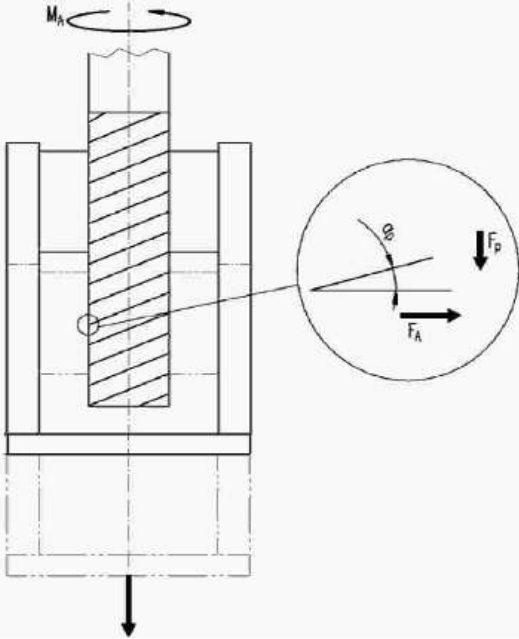
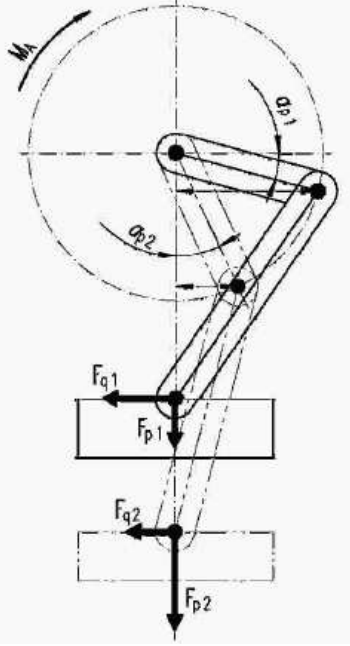
Der Bewegungsablauf der Motoren, sprich die Beschleunigungskurve, ist mit dem des Schwenkschnittes zu vergleichen, welches bereits im Kapitel 3 anhand der Analyse des bisherigen Schwenkantriebes näher dargestellt wurde.

## 7.3 Vergleich der Konventionellen Pressenprinzipien mit der Servospindelpresse

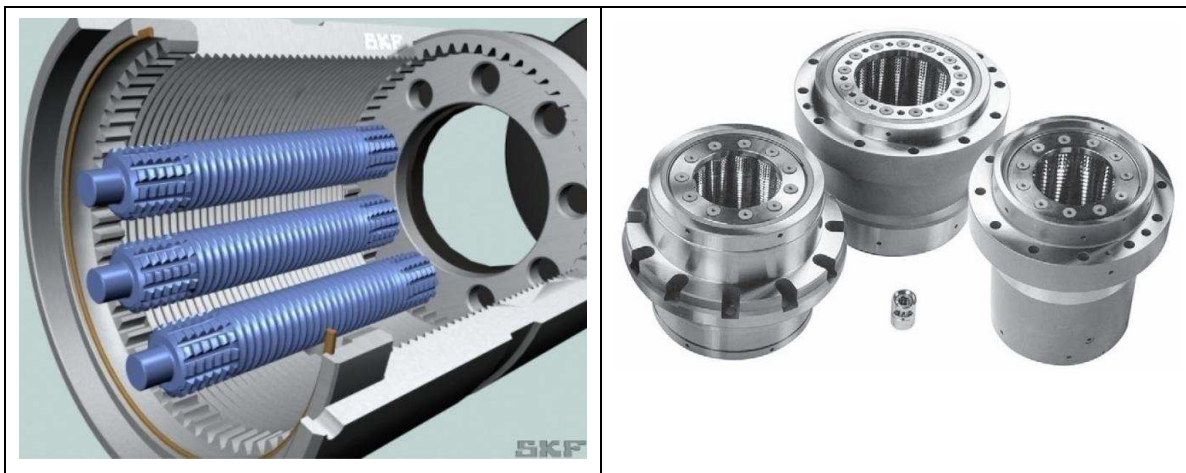
Tabelle 27: Gegenüberstellung Servospindelpresse und Hydraulische Presse

Servospindelpresse	Hydraulische Presse
<b>Gemeinsamkeiten</b>	
Nennkraft in jeder Stößellage konstant	
Stufenlose Regulierung der Stößelgeschwindigkeit	
Sehr kurze Arbeitshübe möglich (Kurzhub)	
Unterbrechung des Arbeits- und Leerhub im Zehntelmillimeterbereich möglich	
Fahren von unterschiedlichen Hubwegen durch moderne Regelungs- und Steuerungstechnik möglich	
Anfahren in jeder Stößellage realisierbar	
<b>Unterschiede</b>	
Hohe Dynamik → Simulation jeglicher Stößelfunktion (z. B. Sinoide, ...)	Hohe Hubzahl nur bei Kurzhub möglich (Dauerhub) >> Überwindung des Losreismoment (Tippen nur schwer realisierbar)
Hohe Hubzahl bei jeder Hubbewegung (Tippen, Einzel- und Dauerhub) möglich	Geringe vertikale Steifigkeit infolge der Ölsäule
Hohe Präzision	Leckage
Hohe Steifigkeit des Antriebes	Nachlauf des Stößels durch Dekompression der Druckflüssigkeit bei schnellem Kraftabfall
Kein Spiel durch Direktantrieb	Begrenzte Einsatzdauer der Hydraulikflüssigkeit (Verschmorung infolge Wärmeentwicklung)
	Geringer Wirkungsgrad infolge <ul style="list-style-type: none"> <li>- Druckbereitstellung</li> <li>- Kühlung der Druckflüssigkeit</li> </ul>

Tabelle 28: Gegenüberstellung Servospindelpresse und Kurbel- / Exzenterpresse

Servospindelpresse	Kurbel- / Exzenterpresse
	
Symmetrische Krafteinleitung	Unsymmetrische Krafteinleitung
Gleiche Kraft in jeder Hublage	Querkraftkomponente auf Stößel
Keine Koppelgetriebe – Presskraft wirkt in Richtung des Antriebes	Optimale Krafteinleitung nur im UT
Nennkraft bis Stößelgeschwindigkeit = 0	Hohe Nennkraft nur 30° vor UT
Fahren von unterschiedlichen Hubwegen durch moderne Steuerungstechnik möglich	Nur vollständige Hubwege realisierbar
Simulation jeglicher Stößelfunktion (z. B. Sinoide, ...)	Geringe Änderung der Stößelfunktion (z. B. Pressenfreiwinkel, Hubhöhe) durch Hubverstellung
Hubzahlen bis ca. 180 Hub/min realisierbar	Hubzahlen bis 150 Hub/min (Exzenterpresse mit einer Presskraft von 1250 kN von Schuler) <sup>(1)</sup>
<b>Achtung:</b> Rollreibung an der Spindel durch Planetenrollengewindespindel (siehe Abbildung 51 auf Seite 88) → keine Trapezgewindespindel	

(1) Die ganze Welt der Blechumformung, Schneid- und Umformautomaten (Seite 27), Schuler

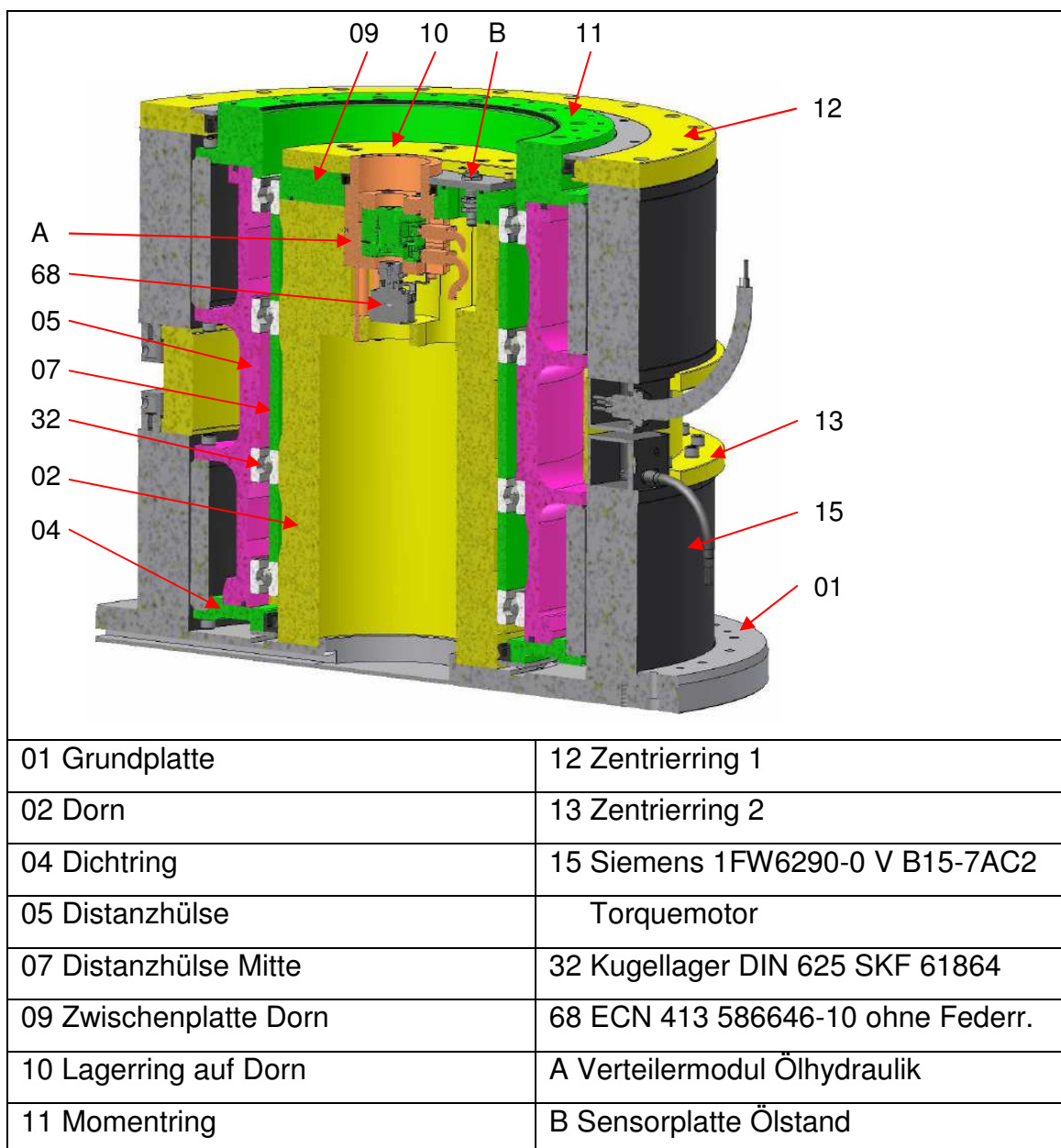


**Abb. 51: Planetenrollengewindespindel der Firma SKF**



## 8 Konstruktiver Entwurf der optimierten Lösungsvariante

Die Abbildung 52 zeigt die Schnittdarstellung des konstruktiven Entwurfs der optimierten Antriebslösung (Janus-Anordnung zweier Einbau-Torquemotoren der Baureihe 1FW6 von SIEMENS). Die Positionsnummern und die Benennung der Bauteile, ausgenommen A und B, entsprechen die der Stückliste, welche in der Anlage 5 enthalten ist. Eine Gesamtzeichnung des Antriebes ist ebenfalls in Anlage 5 enthalten.



**Abb. 52: Schnittdarstellung des konstruktiven Entwurfs der optimierten Antriebslösung**



Das Grundprinzip der Drehmomentenübertragung, sowie die Grundstruktur des Aufbaus entsprechen dem der bisherigen Ausführung mit einem Einbau-Torquemotor.

Damit die Antriebsmotoren passgenau zueinander ausgerichtet sind, ist ein Zentrierring (13), welcher mit den Statoren beider Motoren (15) verbunden ist, dazwischen montiert. Das erzeugte Drehmoment der Torquemotoren wird über den Momentenring (11) und Distanzhülse (05) an die Schwenkscheibe, auf der das Schneidwerkzeug befestigt ist, weitergeleitet. Um sowohl die Masse als auch das Trägheitsmoment der Distanzhülse niedrig zu halten, wurde sie in der Leichtbauweise konstruiert. Die Auflagefläche des Momentenrings zwischen Antriebsmodul und Schwenkplatte wurde vergrößert, damit diese den großen Drehmomenten standhält, welche bei der Beschleunigung des Werkzeugsystems entstehen. Der Dorn (02), welcher ebenso mit der Grundplatte (01) verschraubt ist, wie der untere Einbau-Torquemotor, wurde erheblich in seinem Aufbau konstruktiv verändert. Grund dieser Änderungen ist, dass für den automatisierten Werkzeugwechsel ein hydraulisches Aushebewechselsystem vorgesehen wird. Um das Hydrauliköl aus dem Versorgungsnetz der Anlage auf die einzelnen Hubkolben des Werkzeugwechselaushebesystems zu verteilen, ist ein schwenkbares Verteilermodul (A) vorgesehen. An diesem Modul ist der absolute Drehgeber für die Überwachung des Schwenkwinkels  $\varphi$  montiert. Der untere, nichtdrehbare Bereich des Verteilermoduls wird in einer im Dorn vorgesehenen Passbohrung fixiert. Damit ein einfacher Zugriff auf die Versorgungsleitungen (Strom- und Datenkabel für das Messsystem und Hydraulikleitung) möglich ist, wurde im Dorn eine große Bohrung vorgesehen, welche durch einen Deckel geschlossen wird. Für eine einfache Montage und Wartung des Verteilermoduls, sowie Drehgebersystem wurde eine passgenaue Zwischenplatte (09), auf dieser die Sensorplatte (B) und der Lagerring (10) montiert sind, platziert und über Zylinderschrauben mit dem Dorn verschraubt.

### **Montageanleitung:**

Zu Beginn der Montage wird das Lager 1 (32) auf den Dorn (2) geschoben. Anschließend folgt die Distanzhülse Unten (6), das Lager 2 (32), sowie die Distanzhülse Mitte (7). Anschließend wird die große Distanzhülse (5), welche mit den Statoren der Torquemotoren verbunden wird, auf den Dorn geschoben. Danach kann das Lager 3 (32) und die Distanzhülse Oben (8) gesetzt werden. Im Anschluß kann der Dorn mit den bisher montierten Teilen auf den unteren Torquemotor gesetzt und die Distanzhülse (5) mit dem Rotor verschraubt werden. Danach kann der Dichtring (4), welcher mit der Distanzhülse (5) und dem Rotor verschraubt wird, und der dazugehörige Wellendichtring (34), sowie Stützring (3) montiert. Anschließend wird die Grundplatte mit den Dorn und dem Stator des unteren Torquemotors verschraubt. Als Folgeschritt wird der Rotor des oberen Torquemotors vom Stator getrennt, sodass dieser mit der Distanzhülse (5) verschraubt werden kann. Danach wird der Zentrierring 2 (13), welcher als Verbindungselement der beiden Motoren dient, mit dem Stator des unteren Torquemotors verschraubt. Erst dann kann der Rotor des demontierten Motors mit dem Zentrierring 2 verschraubt werden. Danach wird das Lager 4 (32) auf den Dorn geschoben. Im Anschluß wird der Momentenring (11) mit dem Stator des oberen Torquemotors verschraubt, sowie der Zentrierring 1 (12), der Wellendichtring (33) und Stützring 2 (14) montiert. Zum Schluß wird das Verteilermodul für die Ölhydraulik (A) in die dafür vorgesehene Passbohrung im Dorn gesetzt und die Zwischenplatte Dorn (9) mit der montierten Sensorplatte (B) und Lagerring (10) mit dem Dorn verschraubt. Nachdem die Hydraulikleitungen am Verteilermodul, sowie die Strom und Datenkabel mit dem Verteilermodul, Drehgeber und Sensorplatte verbunden sind, können die Abdeckbleche (30, 31) mit der Grundplatte verschraubt werden.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Die Aufgabe dieser Arbeit bestand darin den bisherigen Antrieb der Schwenkschnittgeneration II (SSG) der Firma H&T ProduktionsTechnologie zu analysieren. Weiterhin galt es nach elektrisch betriebenen Alternativantrieben (Getriebe-Motor-Kombinationen) zu recherchieren, diese auszulegen und anhand eines Varianten-Vergleiches zu bewerten, um eine optimale Lösungsvariante zu finden. Ziel dieser Arbeit ist es die Hubzahl von 60 Hub/min auf 100 Hub/min zu erhöhen. Dabei wurde die Lösungsvariante, welche aus dem Variantenvergleich hervorging, optimiert (gekoppelte Motoren) und ausgelegt, d. h. die Antriebsmomente, sowie die Trägheitsmomente und Hubzahlen ermittelt.

Für den bisher produzierten Schwenkschnitt (SSG II) wurde im Vorfeld eine Analyse des Antriebes durchgeführt, bei der das maximale Antriebsmoment unter Berücksichtigung der Reibung des gesamten Systems berechnet wurde. Die theoretische Berechnung des Antriebsmomentes ergab eine Auslastung von etwa 66 Prozent. Die tatsächlich Belastung in der Praxis lag annähernd an 100 Prozent. Die Abweichungen zwischen den theoretischen ermittelten und in der Praxis gemessenen Werten hängt von verschiedenen Faktoren ab. Zum einen wird in der Theorie mit idealisierten Formeln bzw. Systemen gerechnet, wobei bei der Berechnung der Reibmomente auf normierte Reibwerte zurückgegriffen wird. Diese Reibwerte hängen in der Praxis von vielen Einflussfaktoren ab (z.B. Werkstoffpaarung, Schmierung, Oberflächenbeschaffenheit, etc.), um nur einige zu nennen. Im weiteren Verlauf wurden geeignete elektrische Antriebe als Alternative zum Direktantrieb untersucht. Die Auslegung der Antriebe bezog sich auf folgende Kenndaten:

Zu verfahrenender Winkel:	$\pm 30^\circ$
Pressenhubzahl:	60 Hub/Minute
Freiwinkel Schneidpresse:	$270^\circ$
Zykluszeit (Schwenkzeit bei $\pm 30^\circ$ ):	750 ms
Pausenzeit:	250 ms
Massenträgheitsmoment (SSG III):	593,4 kgm <sup>2</sup>
Reibmoment (statisches Moment):	450 Nm <sup>(1)</sup>

(1) theoretisch angenommener Wert

Anhand des durchgeführten Varianten-Vergleichs stellte sich der Direktantrieb als die optimale Lösungsvariante heraus. Dieser Varianten-Vergleich hat widerlegt, dass Getriebe-Motor-Kombinationen im Dauerbetrieb (24 Stunden, 351 Tage/Jahr, 14 Tage Wartungszeit) aufgrund der hohen Dynamik schnell an ihre Leistungsgrenzen gebracht werden und nicht für hohe Hubzahlen von mehr als 60 Hub/min geeignet sind.

Der kombinierte Antrieb aus Planetengetriebe und Riementrieb ist sowohl technisch als auch wirtschaftlich gesehen eine unbrauchbare Lösungsvariante. Dieser Antrieb schafft nicht die geforderten 60 Hub/min bei einem Schwenkwinkel von  $\pm 30^\circ$ , er besitzt eine Vielzahl an Störkonturen (Motor + Getriebe, Spann- und Stützrollen) und verursacht zu hohe Gesamtkosten. Das Kegelrad-Planetengetriebe besitzt für die Herstellung maßgenauer Platinen ein zu großes Torsionsspiel (1-stufiges Getriebe =  $10'$ ). Die Berechnungen der Firma Harmonic Drive AG und Nabtesco Precision Europe GmbH haben gezeigt, dass diese Getriebe nur bedingt einen Alternativantrieb für die oben aufgelisteten Kenndaten darstellen, welches auf die sehr niedrigen Lebensdauer zurückzuführen ist.

Harmonic Drive Getriebe: LD = 3 Jahre und 12 Tage

Zykloidgetriebe: LD = 4 Jahre und 16 Tage

Die oben genannten Lebensdauern beziehen sich, wie bereits erwähnt, auf den Dauerbetrieb der Anlage. Um eine Hubzahl von 100 Hub/min zu realisieren, müßten die Massen der zu bewegenden Bauteile erheblich reduziert oder Schwenkzeiten erhöht werden – beides entspricht nicht der Lösungsfindung. Alle Getriebe-Motor-Kombinationen haben gemeinsam, dass die Übertragungselemente (Zahnräder → Zahnflanken, Exzenter, etc.) durch Reibung einen materiellen Verschleiß unterzogen sind und dadurch erhebliche Wartungskosten entstehen, wie beide Beispiele belegen.

Harmonic Drive Getriebe: Kaufpreis ca. 10.500,00 Euro (mit Servomotor)

Zykloidgetriebe: Kaufpreis ca. 13.350,00 Euro (mit Servomotor)

Bei einem Direktantrieb entfallen mechanische Leistungsumformungen, der Antriebsmotor kann direkt mit dem Schneidwerkzeug verbunden werden. Somit können Systemgrößen wie Strom, Kraft bzw. Drehmoment und Drehzahl direkt erfasst und in ein Regelungskonzept einbezogen werden. Durch die Direktanbindung an das Werkzeug ist der Antrieb spielfrei, da Verschleißelemente wie beispielsweise Zahnradpaare, Exzenter oder andere Übertragungselemente entfallen. Dadurch besitzt der Antrieb eine höhere Dynamik, sowie Torsionssteifigkeit aufgrund seiner kompakten Bauweise. Der Wartungsaufwand, durch Wegfall des Getriebes, wird auf ein Minimum reduziert (nur Schmierung des Antriebes). Das Wegmesssystem kann unmittelbar in die Drehachse des Werkzeuges gesetzt werden und lässt sich somit mit einer höheren Genauigkeit positionieren. Die Ergebnisse der Auslegung der Janus-Anordnung hat ergeben, dass mit dem bisher eingesetzten Motor (1FW6290-xxB15-xxxx) ein maximales Trägheitsmoment von  $J = 1726,3 \text{ kgm}^2$  bei 60 Hub/min bewegt werden kann. Eine Erhöhung der Hubzahl ist nur dann möglich, wenn das Trägheitsmoment  $J < 1726,3 \text{ kgm}^2$  ist. Seit Mai diesen Jahres brachte SIEMENS einen neue Motor-Bauform (1FW6290-xxB20-xxxx) auf dem Markt. Diese Bauform beinhaltet eine Leistungssteigerung, mit der die Hubzahl bei gleichen Kenndaten auf 67 Hub/min rechnerisch vergrößert werden kann. Bei Einsatz dieser Bauform ist rechnerisch eine maximale Hubzahl bei geringerem Massenträgheitsmoment ( $J = 1079,9 \text{ kgm}^2$ ) realisierbar bzw. ein maximales Massenträgheitsmoment von  $J = 2195,6 \text{ kgm}^2$  zu bewegen. Das Fazit ist, dass mit einem Direktantrieb ein höheres Massenträgheitsmoment konstant über einen längeren Zeitraum bewegt bzw. eine höhere Hubzahl bis maximal 85 Hub/min gefahren werden kann. Die neue Motor-Bauform von SIEMENS zeigt, dass die Hersteller ständig leistungsfähigere Motoren entwickeln. Und der heutige, vermehrte Einsatz von Torquemotoren zeigt, dass diese die Getriebe zunehmend ersetzen. Ein weiterer Schritt in der Entwicklung wäre, den Nenndurchmesser zu vergrößern und die Bauhöhe zu minimieren, welches einen entscheidenden Vorteil für niedrige Einbauhöhen in Pressenanlagen oder Werkzeugmaschinen zur Folge hat.

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] ProfiLine: Längs- und Querteilanlage für Stahl-Service-Center (S. 3), Schuler Automations GmbH & Co. KG  
URL: [http://www.schulergroup.com/major/documents/downloads/10\\_download\\_anlagen\\_und\\_verfahren/04\\_download\\_zuschnitt\\_platinenherstellung/zuschnitt\\_platinen\\_herstellung\\_broschuere\\_laengsteilanlagen\\_querteilanlagen\\_d.pdf](http://www.schulergroup.com/major/documents/downloads/10_download_anlagen_und_verfahren/04_download_zuschnitt_platinenherstellung/zuschnitt_platinen_herstellung_broschuere_laengsteilanlagen_querteilanlagen_d.pdf),  
gesehen am 07.09.09
- [2], Die ganze Welt der Blechumformung, Systeme zur Platinenherstellung (S. 17), Schuler Automations GmbH & Co. KG  
URL: [http://www.schulergroup.com/pool/05\\_Extras/02\\_Publikationen/Broschueren\\_Sonstige/Download\\_Sonstige/extras\\_download\\_broschuere\\_schuler\\_produktspektrum\\_d.pdf](http://www.schulergroup.com/pool/05_Extras/02_Publikationen/Broschueren_Sonstige/Download_Sonstige/extras_download_broschuere_schuler_produktspektrum_d.pdf),  
gesehen am 06.08.09
- [3] Schneidsysteme für die Platinenherstellung (S. 9), Schuler Automations GmbH & Co. KG
- [4] Die ganze Welt der Blechumformung, Systeme zur Platinenherstellung (S. 17), Schuler Automations GmbH & Co. KG
- [5] Die ganze Welt der Blechumformung, Systeme zur Platinenherstellung (S. 14), Schuler Automations GmbH & Co. KG
- [6] Einführkeil mit einem Abzugswalzenpaar (li.) und Sauber- und Schmutz-Walzen (re.), URL: [http://www.schulergroup.com/major/pool/10\\_Anlagen\\_Verfahren/04\\_Platinenschneidanlagen/02\\_Bandeinfuehrung/index.html](http://www.schulergroup.com/major/pool/10_Anlagen_Verfahren/04_Platinenschneidanlagen/02_Bandeinfuehrung/index.html), gesehen am 07.09.09
- [7] Grundbauform einer Band-Richtmaschine  
URL: <http://www.maschinenmarkt.vogel.de/index.cfm?pid=7502&pk=146384&fk=169534&type=article&p=1>,  
gesehen am 10.09.09
- [8] Prof. Dr. P. Groche (<http://limb-online.de/> unter Fertigungsverfahren), Umformen, Walzrichten, WS 2005/2006  
URL: <http://limb-online.de/files/tfd/3.%20Umformen.PDF> (S. 52),  
gesehen am 15.06.09

- [9] Typische Ebenheitsfehler beim Coil,  
URL: <http://www.arku.de/warum-richten/spannungen-und-unebenheiten/in-coils.html>, gesehen am 15.06.09
- [10] ProfiLine: Längs- und Querteilanlage für Stahl-Service-Center (Deckblatt), Schuler Automations GmbH & Co. KG
- [11] Quadratische Funktion mit a kleiner 1,  
URL: [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/19/Quadratische\\_Funktion\\_mit\\_a\\_kleiner\\_1.png](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/19/Quadratische_Funktion_mit_a_kleiner_1.png),  
gesehen am 15.06.09
- [12] Quadratische Funktion mit verschiedenen a,  
URL: [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1c/Quadratische\\_Funktion\\_mit\\_verschiedenen\\_a.png](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1c/Quadratische_Funktion_mit_verschiedenen_a.png),  
gesehen am 15.06.09
- [13] Schmierung, URL: <http://de.wikipedia.org>, Stand 18.05.09,  
gesehen am 10.09.09
- [14] Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek, Roloff / Matek Maschinenelemente, Gleitlager (Seite 537), Wiesbaden: Vieweg 2007
- [15] Reibung zwischen festen Körpern (Seite 1), Otto-Von-Guericke-Universität Magdeburg  
Quelle: [http://www.uni-magdeburg.de/ifme/l-festigkeit/pdf/AB\\_Reibung.pdf](http://www.uni-magdeburg.de/ifme/l-festigkeit/pdf/AB_Reibung.pdf), gesehen am 26.08.09
- [16] – [18] Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek, Roloff / Matek Maschinenelemente, Tribologie (Seite 72 und 73), Wiesbaden: Vieweg 2007
- [19] Prof. Dr.-Ing. Kennel, Servo-Antriebe, Bergische Universität Wuppertal,  
URL: [http://www.eal.ei.tum.de/lehre/eas/Vorlesung%20Antriebstechnik\\_Servo\\_Drives\\_komplett.pdf](http://www.eal.ei.tum.de/lehre/eas/Vorlesung%20Antriebstechnik_Servo_Drives_komplett.pdf) (S. 44),  
gesehen am 15.06.09
- [20] Einbau-Torquemotor 1FW6 SIMODRIVE 611,  
Projektierungshandbuch, Motorkomponenten der Baureihe 1FW6 mit integrierter Kühlung (S. 39), SIEMENS, Ausgabe 09/2007

- [21] Planetengetriebe, URL: <http://de.wikipedia.org>, Stand 08.06.09, gesehen am 06.07.09
- [22] Thomas Peterson, Technisches Training – Automatikgetriebe, Aufbau eines einfachen Planetenradsatzes (Kapitel 2), Mitsubishi Motors, 13.09.05,  
URL: <http://www.thomas-peterson.de/daten/Mitsubishi/Workshop/Unterlagen/0003/A02.pdf> (Seite 8), gesehen am 05.08.09
- [23], [24] Planetengetriebe, Funktionsbeschreibung, Wilhelm Vogel GmbH, Ausgabe 2008,  
URL: [http://www.vogel-online.de/pdf/Planetengetriebe\\_150399\\_2008.pdf](http://www.vogel-online.de/pdf/Planetengetriebe_150399_2008.pdf) (Seite 3), gesehen am 06.07.09
- [25] Thomas Peterson, Technisches Training – Automatikgetriebe, Arbeitsweise eines einfachen Planetenradsatzes (Kapitel 2), Mitsubishi Motors, 13.09.05,  
URL: <http://www.thomas-peterson.de/daten/Mitsubishi/Workshop/Unterlagen/0003/A02.pdf> (Seite 8), gesehen am 05.08.09
- [26] Planetengetriebe, Wilhelm Vogel GmbH, Ausgabe 2008,  
URL: [http://www.vogel-online.de/pdf/Planetengetriebe\\_150399\\_2009.pdf](http://www.vogel-online.de/pdf/Planetengetriebe_150399_2009.pdf) (Seite 3), gesehen am 21.09.09
- [27] HFUC-2UH Unit mit integrierter Kreuzrollenabtriebslagerung,  
URL: <http://www.harmonicdrive.de/cms/upload/pdf/de/900083.pdf>  
Seite 1, gesehen am 22.09.09
- [28] Harmonic Drive Funktionsprinzip,  
URL: <http://www.fh-merseburg.de/~merkling/Getriebe.pdf>,  
gesehen am 15.06.09
- [29] Harmonic-Drive-Getriebe, URL: <http://de.wikipedia.org>,  
Stand 13.02.09, gesehen am 14.05.09
- [30] Präzision die Maßstäbe setzt, Nabtesco Precision Europe GmbH, Ausgabe 08/2006,  
URL: [http://www.nabtesco-precision.de/downloads/nab\\_cat\\_2006\\_08.pdf](http://www.nabtesco-precision.de/downloads/nab_cat_2006_08.pdf), (Seite 1), gesehen am 06.07.09
- [31], [32] Präzision die Maßstäbe setzt, Funktionsweise RV-Getriebe, Nabtesco Precision Europe GmbH, Ausgabe 08/2006,  
URL: [http://www.nabtesco-precision.de/downloads/nab\\_cat\\_2006\\_08.pdf](http://www.nabtesco-precision.de/downloads/nab_cat_2006_08.pdf) (Seite 2), gesehen am 06.07.09




- [33] Präzision die Maßstäbe setzt, Exzenterwellenstufe & Bewegungsablauf, Nabtesco Precision Europe GmbH, Ausgabe 08/2006, URL: [http://www.nabtesco-precision.de/downloads/nab\\_cat\\_2006\\_08.pdf](http://www.nabtesco-precision.de/downloads/nab_cat_2006_08.pdf), (Seite 2), gesehen am 06.07.09
- [34] Komplett-Torquemotor 1FW3 SINAMICS S120, Projektierungshandbuch, Übersicht der Anbaumöglichkeiten (S. 74), SIEMENS, Ausgabe 08/2007
- [35], [36] Dipl.-Ing. Alexander Schmidt und Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer, Direktantrieb passend ausgewählt – Elektromagnetische Direktantriebe im Vergleich (Seite 10), URL: [http://www.baumaschine.de/Portal/Aktuell\\_0501/Wissenschaft/direktantrieb/direktantrieb.pdf](http://www.baumaschine.de/Portal/Aktuell_0501/Wissenschaft/direktantrieb/direktantrieb.pdf), gesehen am 06.08.09
- [37] Einbau-Torquemotor 1FW6 SIMODRIVE 611, Projektierungshandbuch, Parallelbetrieb mehrerer Motoren (S. 51), SIEMENS, Ausgabe 09/2007
- [38] Einbau-Torquemotor 1FW6 SIMODRIVE 611, Projektierungshandbuch, Die Tandem-Anordnung (S. 52), SIEMENS, Ausgabe 09/2007
- [39] Einbau-Torquemotor 1FW6 SIMODRIVE 611, Projektierungshandbuch, Leistungsanschluss beim Parallelbetrieb zweier Torquemotoren (S. 52), SIEMENS, Ausgabe 09/2007
- [40] Einbau-Torquemotor 1FW6 SIMODRIVE 611, Projektierungshandbuch, Die Janus-Anordnung (S. 52), SIEMENS, Ausgabe 09/2007
- [41] Prof. P. Groche: Maschinen der Umformtechnik I, Einteilung der Pressenarten (Seite 49), Technische Universität Darmstadt, 14.10.2008, URL: [http://www.ptu.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet\\_ptu/download\\_1/dateien\\_folienmut/mut\\_i\\_vl1\\_2008.pdf](http://www.ptu.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet_ptu/download_1/dateien_folienmut/mut_i_vl1_2008.pdf), gesehen am 27.07.09
- [42] – [45] Eckart Doege, Bernd-Arno Behrens: Handbuch Umformtechnik – Grundlagen, Technologien, Maschinen (Seite 714 - 716), Berlin, Heidelberg: Springer 2007

- [46] Prof. P. Groche: Maschinen der Umformtechnik I+II,  
Arbeitsgebundene Pressen (Seite 5), Technische Universität  
Darmstadt, 2004  
URL: [http://www.ptu.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet\\_ptu/  
download\\_1/dateien\\_folienmut/skript\\_mut\\_2004.pdf](http://www.ptu.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet_ptu/download_1/dateien_folienmut/skript_mut_2004.pdf),  
gesehen am 27.07.09


# 11 Anlagen

Die nachfolgenden Anlagen sind Auszüge aus den Originaldokumenten der jeweiligen Firmen, dessen Quelle im Literaturverzeichnis angegeben wurden ist.

## Anlage 1, Blatt 1/2 – Protokoll der Antriebsauslegung der Firma Harmonic Drive AG

<b>Antriebsauslegung- Ergebnis 1/4</b>				 <b>Harmonic Drive AG</b>							
<b>Kundenname</b>	H & T Produktions										
<b>Projekt</b>	Schwenschnitt			14. September 2009							
<b>Harmonic Drive Bearbeiter</b>	Jörg Stolze			16:02							
<b>Motor</b>											
Hersteller	Siemens			Katalogangabe							
Motortyp	1FT6132-6SF71										
Nennmoment Mnenn (100K)	90	Nm		Katalogangabe							
Nennmoment Mnenn (100K) als f (Montage)	90,0	Nm		An Maschinengeh. angefl.							
J Rotor des Motors	4,30E-02	kgm2		Katalogangabe							
J Resolver (Encoder)	0	kgm2		Katalogangabe							
J Bremse	0,00E+00	kgm2		Katalogangabe							
Motor-Beschleunigungsmom. Mbeschl	127	Nm		ausgewählt							
Max. zulässige Beschleunigung	153,5	U/s2		berechnet							
Drehmomentkonstante KT	1,6	Nm/A		Katalogangabe							
Motorstrom im Stillstand =0, Bremse?	n	(j/n)		Kundenangabe							
Effektives Motormoment	90,4	Nm		berechnet							
<b>Getriebe</b>											
Getriebeart (h=HD Prinzip, p=Planetengetr.)	h			HD Getriebe gewählt							
Getriebebezeichnung	HFUC-100-120-2AGR										
Getriebeuntersetzung	120			Katalogangabe							
Grenze wiederholbares Spitzendrehmom. TR	7960	Nm		Katalogangabe							
J Getriebeeingang	3,56E-02	kgm2		Katalogangabe							
Eingangsseitiges Reibmom. (NLRT)	0,00	Nm		Katalogangabe							
Getriebewirkungsgrad (Eta*K)	0,85										
Max. Antriebsdrehzahl (Getriebeeingang)	2500	1/min		Katalogang. / berechnet							
Torsionssteifigkeit	2,00E+06	Nm/rad		Katalogangabe							
Durchschnittl. Abtriebsdrehmom. T av	3983	Nm		berechnet							
Durchschnittl. Antriebsdrehzahl. n in av	1200	1/min		berechnet							
Durchschnittl. Abtriebsdrehzahl. n outav	10,0	1/min		berechnet							
WG-Lebensdauer L50	29686	h		berechnet							
<b>Last</b>											
Lastmoment inkl. abtriebsseit. Reibmoment	450	Nm		Kundenangabe							
Lastmoment wirkt auch im Stillstand ?	n	(j/n)		Kundenangabe							
J Last	594	kgm2		Kundenangabe							
Zu verfahren der Abtriebswinkel	60	Grad		Kundenangabe							
<b>Sonstige Berechnungsdaten</b>											
Resonanzfrequenz	9	Hz		berechnet							
Motor-Resonanzdrehz.	277	1/min		berechnet							
<b>Ergebnistabelle (Graphische Darstellung siehe Diagramme)</b>											
		0		t1		t1+t2		t1+t2+t3		t1+t2+t3+tp	
Zeit absolut	s	0,000		0,271		0,480		0,751		1,00	
				t1		t2		t3		tp	
Zeitinkremente	s			0,271		0,209		0,271		0,25	
Getriebe-Drehmoment	Nm	0,00	5223,18	5223,18	450,00	450,00	-4323,18	-4323,18	0,00	0,00	
Getriebe-Abtriebsdrehzahl	1/min	0,0	0,0	20,8	20,8	20,8	20,8	0,0	0,0	0,0	
Getriebe-Abtriebswinkel	Grad	0,0	0,0	17,0	17,0	43,0	43,0	60,0	60,0	60,0	
Motor-Drehmoment	Nm	0,00	127,00	127,00	4,41	4,41	-118,18	-118,18	0,00	0,00	
Motorstrom	A	0,0	85,1	85,1	8,5	8,5	-68,1	-68,1	0,0	0,0	
Motor-Drehzahl	1/min	0	0	2500	2500	2500	2500	0	0	0	

## Anlage 1, Blatt 2/2 – Protokoll der Antriebsauslegung der Firma Harmonic Drive AG

<b>Antriebsauslegung- Ergebnis 2/4</b>				 <b>Harmonic Drive AG</b>	
<b>Kundenname</b>	H & T Produktions				
<b>Projekt</b>	Schwenkschnitt	14. September 2009			
<b>Harmonic Drive Bearbeiter</b>	Jörg Stolze	16:02			
<b>Ergebnisse im Detail</b>					
<b>Motor</b>	berechnete Werte		max. zulässige Werte		
T1 Motor	127,0	Nm	+	248,0	Nm
T2 Motor	4,4	Nm	+	248,0	Nm
T3 Motor	-118,2	Nm	+	248,0	Nm
Effektives Motormoment M Moteff	90,4	Nm		90,0	Nm
<b>Getriebe</b>					
T1 Getriebe	5223	Nm	+	7960	Nm
T2 Getriebe	450	Nm	+	7960	Nm
T3 Getriebe	-4323	Nm	+	7960	Nm
Durchschnittl. Abtriebsdrehmom. T av	3983	Nm		5720	Nm
Durchschnittl. Antriebsdrehzahl. n in av	1200	1/min		2000	1/min
<b>Hinweise und Warnungen</b>					
L50 < Ln					
Motornennmoment zu klein!					
fn < 20 Hz!					
<p>Sehr geehrter Kunde,</p> <p>bitte prüfen Sie anhand der Motorkennlinien (Spannungsgrenzkennlinien), dass das Motor-Beschleunigungsmoment Mbeschl (=T1 Motor) bei Drehzahl n2 erreicht werden kann, und bestellen Sie den Motor in entsprechender Wicklungsausführung!</p>					
Erforderlich ist: MGrenz >= 127,00 Nm bei n2= 2500 1/min !					
<p>Diese Berechnung gilt ausschließlich für die angegebenen Motor-, Getriebe- und Lastdaten. Die Konstruktion muss eine möglichst ungehinderte Abgabe der im Motor und im Getriebe entstehenden Wärme in das Maschinengestell und die umgebende Luft ermöglichen.</p> <p>Bitte beachten Sie die auf Anlage 1/4 angegebene max. zulässige Beschleunigung des Motors. Wenn dieser Wert im Betrieb überschritten wird, verlieren die Ergebnisse dieses Auslegungsprogramms ihre Gültigkeit. Eventl. kann eine Beschädigung bzw. frühzeitiger Verschleiss des Motors und/ oder des Getriebes auftreten. Im Zweifelsfall fragen Sie bitte den Unterzeichner.</p>					
<b>Haftungsausschluß</b>					
<p>Diese Antriebsauslegung wurde von uns mit den verfügbaren Ausgangsdaten sorgfältig erstellt. Da möglicherweise weitere Einflußfaktoren zu berücksichtigen sind, können wir für die Ergebnisse keine Gewährleistung übernehmen. Bitte prüfen Sie die Ergebnisse für den geplanten Einsatzfall.</p>					



# Anlage 2, Blatt 1/3 – Protokoll der Antriebsauslegung der Firma Nabtesco Precision Europe GmbH

## AUSLEGUNG für DREHACHSE vertikal

**Nabtesco**  
Nabtesco Precision Europe GmbH

Kunde: HTWM  
Anwendung: Schwenkschnitt 2

Ersteller: Obladen  
am: 17.09.2009

TAKT		beschleunigen	konstant	verzögern	Pause	ges. Takt	ED
t	[ms]	80	590	80	250	1.000	75%
$\alpha/\omega$	[°/s / °/s²]						
$T_{Zus+Reib}$	[Nm]	450,00	450,00	450,00	450,00		
t	[ms]	80	590	80	250	1.000	
$\alpha$	[°]	3,58	52,84	3,58		60,00	
$\omega$	[°/s]		89,55			80,00	
$\alpha''$	[°/s²]	1.119,40		-1.119,40			

### APPLIKATION

Pos.	m	r	a	J	l	M <sub>Kipp</sub>
	<kg>	<mm>	<mm>	<kgm²>	<mm>	<Nm>
S1						
S2						
S3						
S4						
S5						
S				593,400		0

Gesamtverfahrwinkel

60

°

### VORGELEGE

Untersetzung Getriebevorgelege	$i_{\text{Getriebuvorgelege}}$	1,000000		
Wirkungsgrad Getriebevorgelege	$\eta_{\text{Getriebuvorgelege}}$	100	%	
Verdrehspiel Vorgelege	$\alpha_{\text{Verdrehspiel}}$	0	'	
Drehmoment	$T_{\text{Zus}}$	12.043,41	Nm	
Drehzahl Applikation	$n_{\text{Zus}}$	14,93	1/min	

### GETRIEBE

	Nennwert	Ausnutzung	%	
Hersteller	Nabtesco	RV-900C-...		
Beschleunigungsmoment	$T_{\text{Zus}}$	22.075	55%	Nm
Nennmoment	$T_{\text{Nenn}}$	8.830	62%	Nm
Abtriebsdrehzahl nenn	$n_{\text{Zus}}$	15	13,33	1/min
Abtriebsdrehzahl max.	$n_{\text{Zus max}}$	15	14,93	100% 1/min
Kippmoment am Abtrieb	$M_{\text{Kipp max}}$	88.200	0	0% Nm
Radialkraft am Abtrieb	$F_{\text{DZ max}}$	203.789	0	0% N
Axialkraft am Abtrieb	$F_{\text{A}}$	51.000	0	0% N
Lebensdauer	$L_{\text{10h}}$	6.000	29.614	494% h (reine Taktzeit ohne Pausen)
Getriebeübersetzung	$i_{\text{Getriebe}}$	42,83606557		
Wirkungsgrad Getriebe	$\eta$	85	%	
Getriebeträgheitsmoment	$J_{\text{Getriebe}}$	0,00127	kgm²	Gewicht 235,0 kg
Getriebesteifigkeit	$ST_{\text{Getriebe}}$	4.900	Nm/arcmin	max. AußenØ 543,0 mm
Grundreibmoment	$LBM_{\text{Getriebe}}$	35,02	Nm	Lagersteifigkeit 33.320,0 Nm/arcmin
				Verdrehspiel 1'

### ZWISCHENUNTERSETZUNG

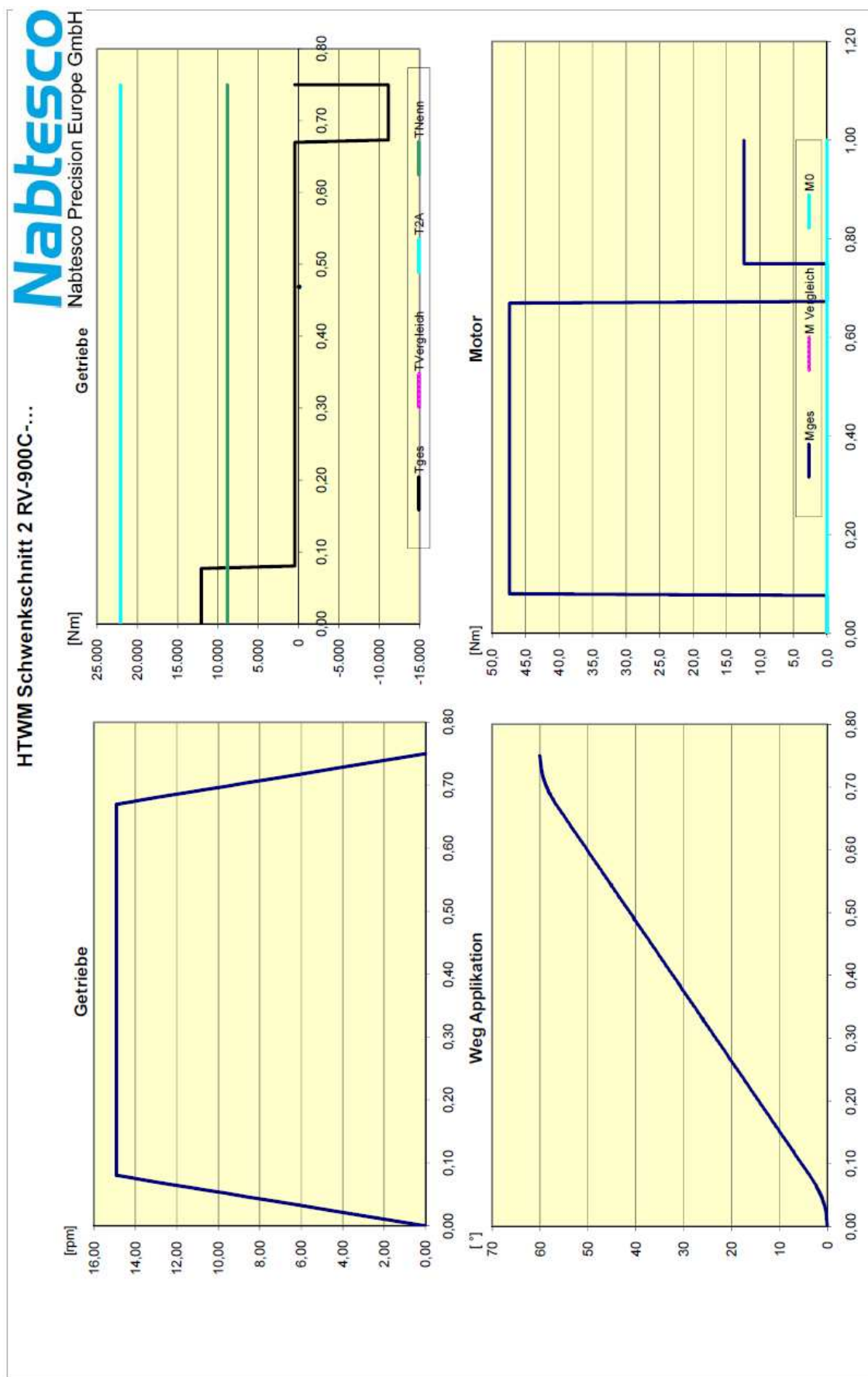
Trägheitsmoment Motorvorgelege	$J_{\text{Motornummelene}}$	0,000000	kgm²	
Untersetzung Motorvorgelege	$i_{\text{Motornummelene}}$	1,000000		$\Rightarrow i_{\text{Ges}} = 42,83606557$
Wirkungsgrad Motorvorgelege	$\eta_{\text{Motornummelene}}$	100	%	

### MOTOR

	Nennwert	Ausnutzung	%	
Hersteller	ohne Motor			
Nennndrehzahl	$n_{\text{Nenn}}$	0	0%	1/min
Maximaldrehzahl	$n_{\text{max}}$	0	0%	1/min
Nennmoment	$M_{\text{Nenn}}$	0,00	0%	Nm
Stillstandsmoment	$M_{\text{h}}$	0,00	0%	Nm
Maximalmoment	$M_{\text{max}}$	0,00	0%	Nm $\Rightarrow M_{\text{max zul. Getriebe}} 1.212,58$
Bremsmoment	$M_{\text{Brems}}$	0,00	0%	Nm
Rotorträgheitsmoment gesamt	$J_{\text{Rotornac}}$	0,0000000	kgm²	
Bremsenträgheit	$J_{\text{Brems}}$	0,0000000	kgm²	
Motorwelle Ø x Länge	$d_1 \times l$	0,00	mm	
Ø Zentriersitz	$b_1$	0,00	mm	
Ø Lochkreis	$e_1$	0,00	mm	
AußenØ bzw. Breite des Motor	$a_1$	0,00	mm	
Motorlänge	$k/k_{\text{Brems}}$	0,00	mm	
Gewicht	$G$	0,00	kg	
Fehlposition durch Lost Motion am Ø	0	$ds_{\text{VSP}} (+/-)$	0,000	mm
Federlaufzug durch $T_{\text{Zus}}$ am Ø	0		0,000	mm
Trägheitsmomentenverhältnis	$J_{\text{Antrieb}}/J_{\text{Motor}}$			Vorsicht Schwingungen

Die statische Last an der Getriebeabtriebswelle geht in das Vergleichsmoment  $T_{\text{Zus}}$  nicht ein, da diese Kraft keine Auswirkung auf die Lebensdauer und die Getriebeerwärmung hat.

# Anlage 2, Blatt 2/3 – Protokoll der Antriebsauslegung der Firma Nabtesco Precision Europe GmbH



**Anlage 2, Blatt 3/3 – Protokoll der Antriebsauslegung der Firma Nabtesco Precision Europe GmbH**

Nabtesco Corporation TSU Plant	<h1>ENGINEERING REPORT</h1>	No. ERD05022
-----------------------------------	-----------------------------	--------------

SUBJECT				DATE	2005.10.6
RV-900C Specifications				APPD.	M.Krita
				CHECK.	
REV.	1.	2.	3.	BY	K.Nakamura

The technical drawing illustrates the RV-900C gear reducer from two perspectives: a side view on the left and a front view on the right. The side view shows the input shaft at the top and output shaft at the bottom, both with diameters of φ490 mm. Key dimensions include a total width of 199.5 mm, a mounting flange diameter of φ320 mm, and a base height of 325 mm. A ball bearing 6820 is indicated on the output shaft assembly. The front view shows the circular housing with four mounting feet, each with a 4-M12 thru hole. It also features 38-φ13.5 thru holes around the perimeter and a central bore with a 12° taper. The drawing is labeled with various part numbers like P.C.D.515 and P.C.D.115.

SPECIFICATIONS (TYPE : RV-900C)					
Rated torque	(kgf-m)[Nm]	900[8820]	Torsional rigidity	(kgf-m/min)[Nm/min]	500[4900]
Rated output speed	(rpm)	15	Moment rigidity	(kgf-m/min)[Nm/min]	3400[33320]
Service life	(Hr)	MIN 6000	Backlash	(arc min)	MAX 1
Allowable ac.de torque	(kgf-m)[Nm]	2250[22050]	Lostmotion	(arc min)	MAX 1
Max allowable torque	(kgf-m)[Nm]	4500[44100]	Angular transmission error	(arc sec)	MAX 50
Max speed *	(rpm)	15	Efficiency	(%)	80
Allowable moment	(kgf-m)[Nm]	4500[44100]	Grease		Molywhite RE No.00
Max allowable moment	(kgf-m)[Nm]	9000[88200]			
Main Brg. Life	(Hr)	MIN 12000	Weight	(kg)	230

\* Under switching rotation

COPY TO	CUSTOMER	TH	NG	NTE	NPU	OTHERS
---------	----------	----	----	-----	-----	--------

FMT-D001A-1/2

## Anlage 3, Blatt 1/3 – Datenblatt Torquemotor 1FW6290-0VB15-7AC2

Tabelle 14-21 1FW6290-xxB15-7Axx

Technische Daten 1FW6290	Kurz- bezeich- nung	Einheit	-xxB15-7Axx
<b>Randbedingungen</b>			
Zwischenkreisspannungen	U <sub>ZK</sub>	V	600
Vorlauftemperatur der Wasserkühlung	T <sub>VORL</sub>	°C	35
Bemessungstemperatur der Wicklung	T <sub>N</sub>	°C	130
<b>Daten im Bemessungspunkt</b>			
Bemessungsmoment	M <sub>N</sub>	Nm	4590
Bemessungsstrom	I <sub>N</sub>	A	61
maximale Drehzahl bei Bemessungsmoment	n <sub>MAX,MN</sub>	1/min	53
Bemessungsverlustleistung	P <sub>V,N</sub>	W	9080
<b>Grenzdaten</b>			
Maximalmoment	M <sub>MAX</sub>	Nm	8570
Maximalstrom	I <sub>MAX</sub>	A	130
elektrische Leistung des Motors bei M <sub>MAX</sub>	P <sub>EL,MAX</sub>	W	65200
maximale mechanische Drehzahl	n <sub>MAX,mech</sub>	1/min	470
maximale Drehzahl bei Maximalmoment	n <sub>MAX,MMAX</sub>	1/min	28
Leerlaufdrehzahl	n <sub>MAX,0</sub>	1/min	85
Drehmoment bei n = 1 [1/min]	M <sub>0</sub>	Nm	4760
Strom bei M <sub>0</sub> und n = 1 [1/min]	I <sub>0</sub>	A	64
thermisches Stillstandsmoment	M <sub>0</sub> *	Nm	3370
thermischer Stillstandsstrom	I <sub>0</sub> *	A	44
<b>Physikalische Konstanten</b>			
Momentenkonstante bei 20 °C	k <sub>T,20</sub>	Nm/A	75
Spannungskonstante	k <sub>E</sub>	V/(1000/min)	4533
Motorkonstante bei 20 °C	k <sub>M,20</sub>	Nm/(W) <sup>0,5</sup>	50,6
thermische Zeitkonstante	t <sub>TH</sub>	s	180
Polpaarzahl	p	-	42
Rastmoment	M <sub>COG</sub>	Nm	24
Masse des Ständers	m <sub>S</sub>	kg	155,6
Masse des Läufers	m <sub>L</sub>	kg	59
Trägheitsmoment des Läufers	J <sub>L</sub>	10 <sup>-2</sup> kgm <sup>2</sup>	440
Strangwiderstand der Wicklung bei 20 °C	R <sub>STR, 20</sub>	Ω	0,526
Stranginduktivität der Wicklung	L <sub>STR</sub>	mH	10,4



## Anlage 3, Blatt 2/3 – Datenblatt Torquemotor 1FW6290-0VB15-7AC2

Technische Daten 1FW6290	Kurz- bezeich- nung	Einheit	-xxB15-7Axx
<b>Daten Motor-Hauptkühler *)</b>			
maximale abgeführte Wärmeleistung	$Q_{H,MAX}$	W	6820
empfohlener Mindest-Volumenstrom	$\dot{V}_{H,MIN}$	l/min	12,8
Temperaturanstieg des Kühlmediums	$\Delta T_H$	K	7,7
Druckabfall	$\Delta p_H$	bar	1,8
<b>Daten Motor-Präzisionskühler *)</b>			
maximale abgeführte Wärmeleistung	$Q_{P,MAX}$	W	736
empfohlener Mindest-Volumenstrom	$\dot{V}_{P,MIN}$	l/min	5,2
Temperaturanstieg des Kühlmediums	$\Delta T_P$	K	2
Druckabfall	$\Delta p_H$	bar	1,8

\*) Parallelschaltung Motor-Hauptkühler und -Präzisionskühler

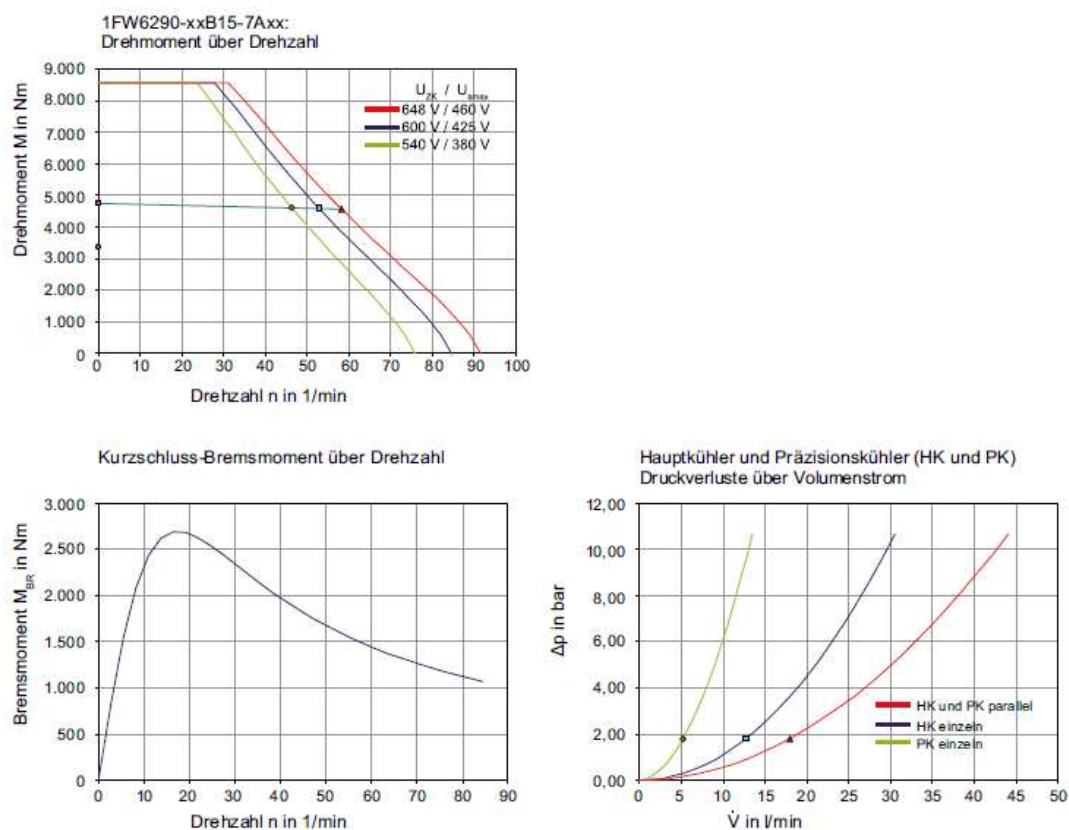


Bild 14-25 Kennlinien für 1FW6290-xxx15-xxxx

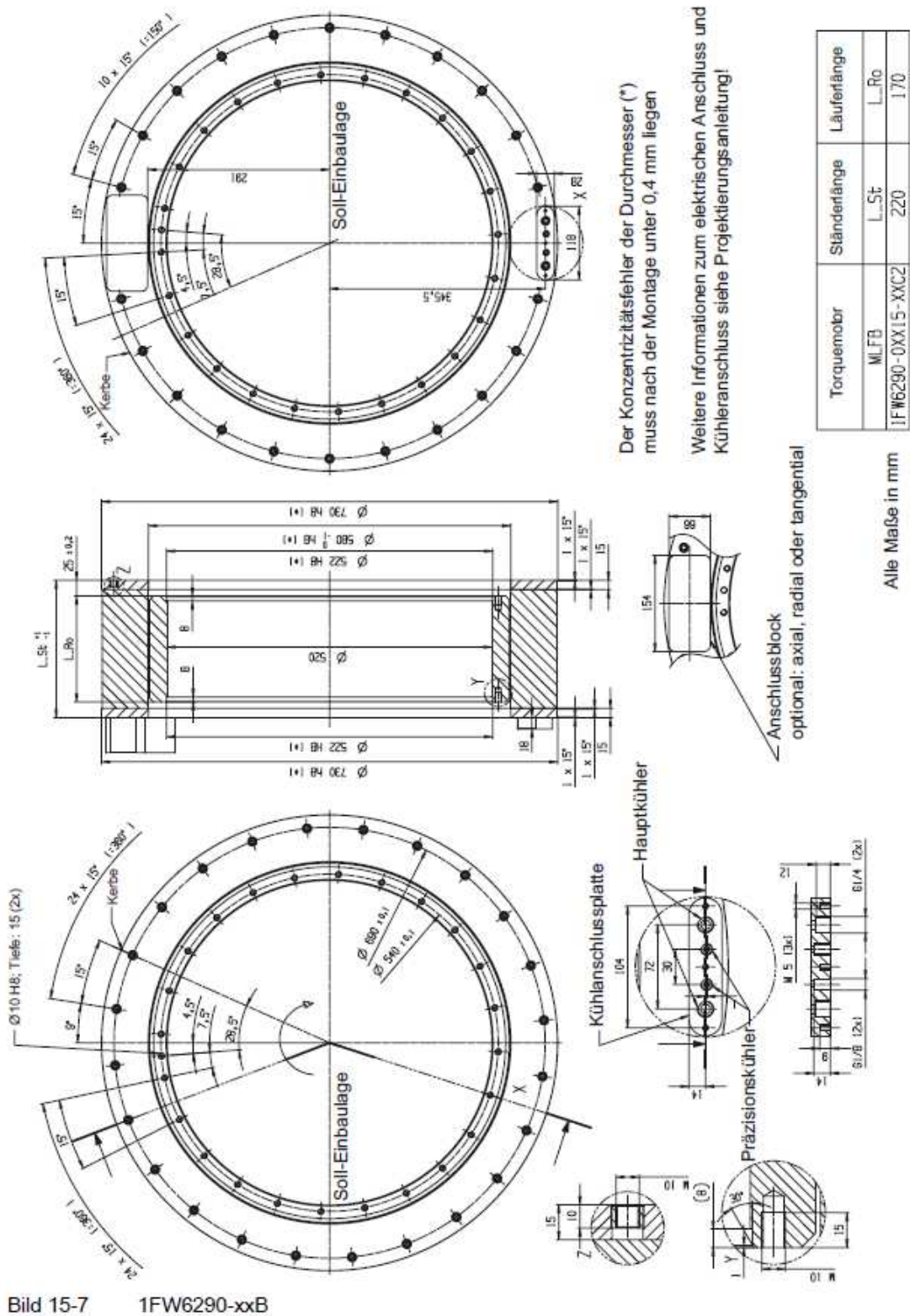


Bild 15-7 1FW6290-xxB

## Anlage 4, Blatt 1/3 – Datenblatt Torquemotor 1FW6290-xxB20-xxxx

Tabelle 14- 43 1FW6290-xxB20-0Lxx, 1FW6290-xxB20-2Pxx

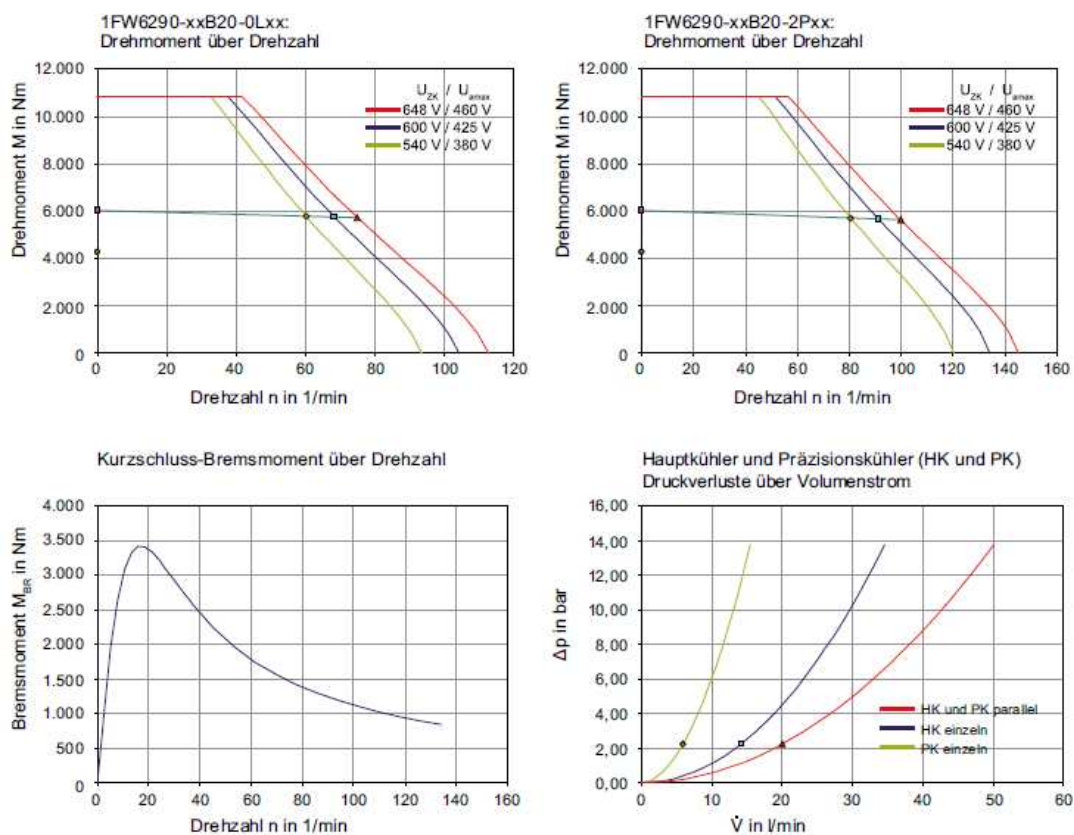
Technische Daten 1FW6290	Kurz- bezeich- nung	Einheit	-xxB20-0Lxx	-xxB20-2Pxx
<b>Randbedingungen</b>				
Zwischenkreisspannungen	U <sub>ZK</sub>	V	600	600
Vorlauftemperatur der Wasserkühlung	T <sub>VORL</sub>	°C	35	35
Bemessungstemperatur der Wicklung	T <sub>N</sub>	°C	130	130
<b>Daten im Bemessungspunkt</b>				
Bemessungsmoment	M <sub>N</sub>	Nm	5760	5670
Bemessungsstrom	I <sub>N</sub>	A	95	120
maximale Drehzahl bei Bemessungsmoment	n <sub>MAX,MN</sub>	1/min	68	91
Bemessungsverlustleistung	P <sub>V,N</sub>	kW	11	11,1
<b>Grenzdaten</b>				
Maximalmoment	M <sub>MAX</sub>	Nm	10900	10900
Maximalstrom	I <sub>MAX</sub>	A	210	270
elektrische Leistung des Motors bei M <sub>MAX</sub>	P <sub>EL,MAX</sub>	kW	91,9	10,7
maximale Drehzahl bei Maximalmoment	n <sub>MAX,MMAX</sub>	1/min	38	51
Leerlaufdrehzahl	n <sub>MAX,0</sub>	1/min	100	130
Drehmoment bei n = 1 [1/min]	M <sub>0</sub>	Nm	6030	6030
Strom bei M <sub>0</sub> und n = 1 [1/min]	I <sub>0</sub>	A	100	120
thermisches Stillstandsmoment	M <sub>0</sub> *	Nm	4260	4260
thermischer Stillstandsstrom	I <sub>0</sub> *	A	70	90
<b>Physikalische Konstanten</b>				
Momentenkonstante bei 20 °C	k <sub>T,20</sub>	Nm/A	60,7	47,3
Spannungskonstante	k <sub>E</sub>	V/(1000/min)	3669	2859
Motorkonstante bei 20 °C	k <sub>M,20</sub>	Nm/(W) <sup>0,5</sup>	58,1	58
thermische Zeitkonstante	t <sub>TH</sub>	s	180	180
Polpaarzahl	p	-	42	42
Rastmoment	M <sub>COG</sub>	Nm	30	30
Masse des Ständers	m <sub>S</sub>	kg	187,6	192,8
Masse des Läufers	m <sub>L</sub>	kg	73	73
Trägheitsmoment des Läufers	J <sub>L</sub>	10 <sup>-2</sup> kgm <sup>2</sup>	546	546
Strangwiderstand der Wicklung bei 20 °C	R <sub>STR,20</sub>	Ω	0,261	0,159
Stranginduktivität der Wicklung	L <sub>STR</sub>	mH	5,4	3,2
<b>Daten Motor-Hauptkühler *)</b>				
maximale abgeführte Wärmeleistung	Q <sub>H,MAX</sub>	kW	8,3	8,32
empfohlener Mindest-Volumenstrom	Ṡ <sub>H,MIN</sub>	l/min	14,1	14,1
Temperaturanstieg des Kühlmediums	ΔT <sub>H</sub>	K	8,4	8,5
Druckabfall	Δp <sub>H</sub>	bar	2,2	2,2

## Anlage 4, Blatt 2/3 – Datenblatt Torquemotor 1FW6290-xxB20-xxxx

Technische Daten 1FW6290	Kurz- bezeich- nung	Einheit	-xxB20-0Lxx	-xxB20-2Pxx
<b>Daten Motor-Präzisionskühler *)</b>				
maximale abgeführte Wärmeleistung	$Q_{P,MAX}$	kW	0,895	0,897
empfohlener Mindest-Volumenstrom	$\dot{V}_{P,MIN}$	l/min	5,9	5,9
Temperaturanstieg des Kühlmediums	$\Delta T_P$	K	2,2	2,2
Druckabfall	$\Delta p_H$	bar	2,2	2,2

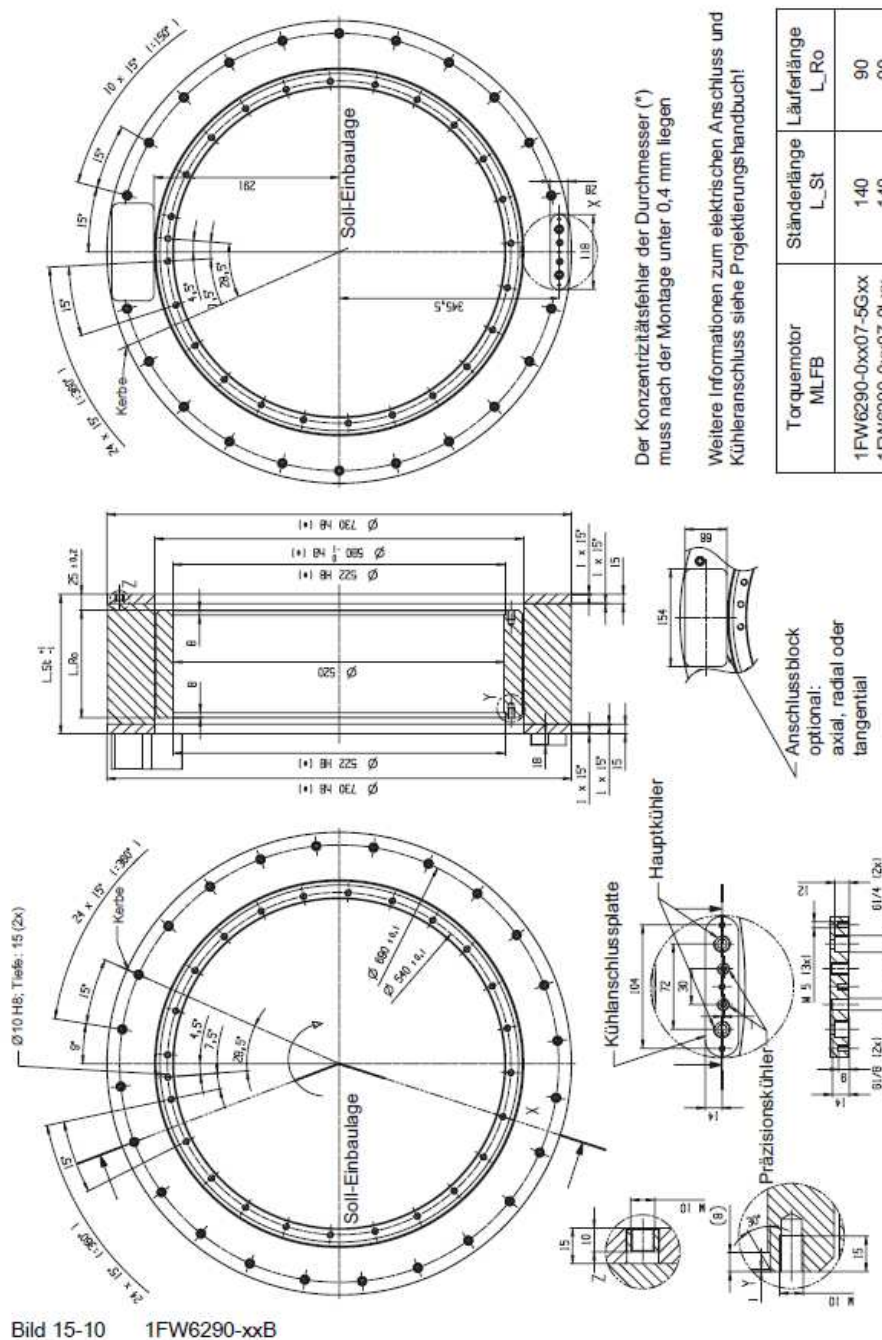
\*) Parallelschaltung Motor-Hauptkühler und -Präzisionskühler

### Kennlinien für 1FW6290-xxx20-xxxx





## Anlage 4, Blatt 3/3 – Datenblatt Torquemotor 1FW6290-xxB20-xxxx



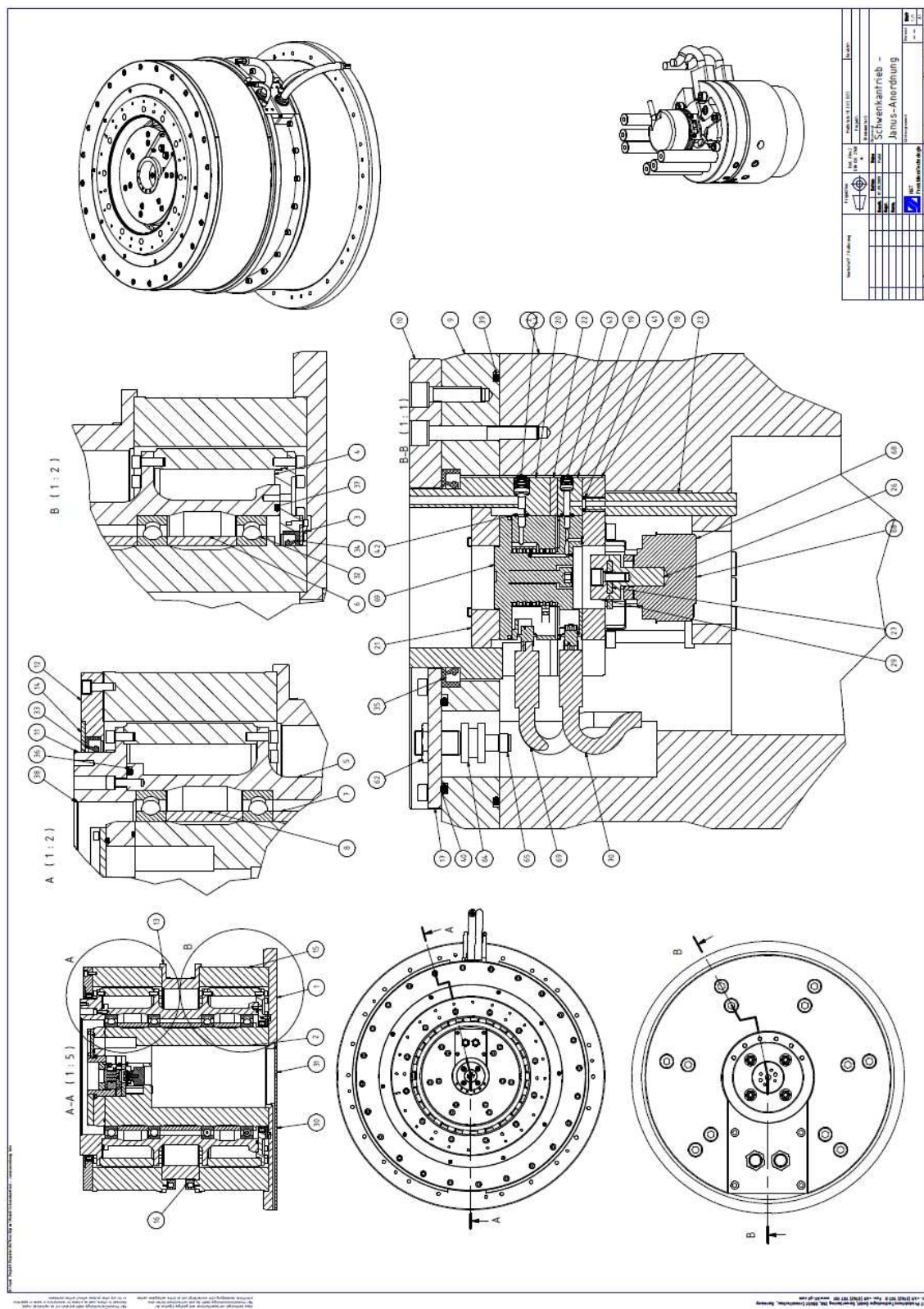
Der Konzentrizitätsfehler der Durchmesser (\*) muss nach der Montage unter 0,4 mm liegen

Weitere Informationen zum elektrischen Anschluss und  
Kühleranschluss siehe Projektierungshandbuch!

Torquemotor MLFB	Ständerlänge L <sub>St</sub>	Läuferlänge L <sub>Ro</sub>
1FW6290-0xx07-5Gxx	140	90
1FW6290-0xx07-0Lxx	140	90
1FW6290-xxx07-2Pxx	160	90
1FW6290-0xx11-7Axx	180	130
1FW6290-0xx11-0Lxx	180	130
1FW6290-xxx11-2Pxx	200	130
1FW6290-0xx15-7Axx	220	170
1FW6290-0xx15-0Lxx	220	170
1FW6290-xxx15-2Pxx	240	210
1FW6290-0xx20-0Lxx	260	210
1FW6290-xxx20-2Pxx	280	210

Alle Maße in mm

# Anlage 5, Blatt 1/3 – Gesamtzeichnung des Antriebes (Janus-Anordnung)



## Anlage 5, Blatt 2/3 – Stückliste zu Anlage 5, Blatt 1

Position	Menge	Einheit	Artikelbezeichnung
1	1	Stück	Grundplatte
2	1	Stück	Dorn
3	1	Stück	Stützring
4	1	Stück	Dichtring
5	1	Stück	Distanshülse
6	1	Stück	Distanshülse Unten
7	1	Stück	Distanshülse Mitte
8	1	Stück	Distanshülse Oben
9	1	Stück	Zwischenplatte Dorn
10	1	Stück	Lagerring auf Dorn
11	1	Stück	Momentenring
12	1	Stück	Zentrierring 1
13	1	Stück	Zentrierring 2
14	1	Stück	Stützring 2
15	2	Stück	Siemens 1FW6290-0 V B15-7AC2 Torquemotor
16	2	Stück	Siemens 1FW6290 Kühlwasseranschlussadapter
17	1	Stück	Sensorplatte
18	1	Stück	Befestigungsring
19	1	Stück	Adapter Medienzufuhr
20	1	Stück	Mittelring
21	1	Stück	Oberring Drehverteiler
22	1	Stück	Gleitring zwischen BefRi und MitRi
23	6	Stück	Zuleitung Hydraulik
24	1	Stück	Feder 1 - Drehgeber ECN 413 586646-10
25	1	Stück	Feder 2 - Drehgeber ECN 413 586646-10
26	1	Stück	Welle Drehgeber
27	1	Stück	Drehbügel Drehgeber
28	1	Stück	Verbindungsstift
29	1	Stück	Deckel Welle Drehgeber
30	1	Stück	Abdeckblech 1
31	1	Stück	Abdeckblech 2
32	4	Stück	Kugellager DIN 625 SKF 61864
33	1	Stück	Wellendichtring DIN 3760 - A - 500 x 540 x 20 - NBR
34	1	Stück	Wellendichtring DIN 3760 - AS - 320 x 360 x 20 - NBR
35	1	Stück	Wellendichtring DIN 3760 - AS - 115 x 140 x 12 - NBR
36	1	Stück	Simrit O-Ring 441x8
37	1	Stück	Simrit O-Ring 412x7
38	1	Stück	Simrit O-Ring 370x4 (Einbau in Dreiecknut)
39	1	Stück	Simrit O-Ring 280x5
40	1	Stück	Simrit O-Ring 225x5 (Sonderform)
41	6	Stück	Simrit O-Ring 7x1,5
42	12	Stück	Simrit O-Ring 5,5x1,5
43	6	Stück	KOENIG Dichtstopfen MB 700-80
44	6	Stück	KOENIG Dichtstopfen MB 700-100



# **Anlage 5, Blatt 3/3 – Fortsetzung der Stückliste zu Anlage 5, Blatt 1**

45	4	Stück	DIN 912 - M2,5 + VS2,5
46	1	Stück	DIN 912 - M3x12 + VS3
47	2	Stück	DIN 912 - M4x30 + VS4
48	22	Stück	DIN 912 - M5x16 + VS5
49	5	Stück	DIN 912 - M6x16 + VS6
50	4	Stück	DIN 912 - M6x20 + VS6
51	4	Stück	DIN 912 - M6x25 + VS6
52	24	Stück	DIN 912 - M10x25 + VS10
53	164	Stück	DIN 912 - M10x30 + VS10
54	18	Stück	DIN 912 - M10x35 + VS10
55	8	Stück	DIN 912 - M10x40 + VS10
56	6	Stück	DIN 912 - M10x70 + VS10
57	18	Stück	DIN 7991 - M4x12
58	10	Stück	DIN 7991 - M5x12
59	5	Stück	DIN 7991 - M6x12
60	1	Stück	DIN 471 - 8x0,8
61	4	Stück	DIN EN 24032 M6 + VS6
62	2	Stück	SW22-Sechskantmutter
63	1	Stück	U-Scheibe M3 mit D = 12
64	2	Stück	BALLUFF BES 12,0-KH-3L Klemmhalter
65	2	Stück	BALLUF BCS 012-PSB-1-L-S 4 Kapazitiver Sensor
66	1	Stück	Haltering
67	1	Stück	Messingsieb - G1-2
68	1	Stück	ECN 413 586646-10 ohne Federring
69	1	Stück	Drehverteiler DVR63I6 ohne Momentenstütze
70	1	Stück	SubD Stecker 1 9-polig
71	1	Stück	SubD Stecker 2 9-polig